



DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI KAR
GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK

UNIVERSITY OF DEBRECEN
FACULTY OF ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL
ENGINEERING

PULZÁLÁSCSILLAPÍTÓ EDÉNY
VÉGESELEMES VIZSGÁLATA
SZABVÁNYOS ELŐÍRÁSOK SZERINT
SZAKDOLGOZAT

Szabó Lajos

Gépészeti szimulációs szakmérnök

Debrecen

2026.



DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI KAR
GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK

UNIVERSITY OF DEBRECEN
FACULTY OF ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL
ENGINEERING

Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék.....	V
Jelölések jegyzéke	IX
1. Bevezetés.....	1
2. A vizsgált edény bemutatása	4
2.1. Funkció és működés	4
2.2. Tervezési paraméterek.....	5
2.3. Geometriai modell.....	5
2.4. Alapanyagok.....	6
3. Szakirodalmi áttekintés	8
3.1. Feszültséganalízis	8
3.2. Feszültségi és tönkremeneteli elméletek	8
3.2.1. Legnagyobb főfeszültség elmélet (Rankine).....	8
3.2.2. Legnagyobb nyírófeszültség elmélet (Tresca)	9
3.2.3. Alakváltozási energia elmélet (von Mises)	9
3.3. Anyagmodellek	9
3.3.1. Lineárisan rugalmas – ideálisan képlékeny anyagmodell	10
3.4. Geometriai modellezés	11
3.4.1. Héj modellezés	11
3.4.2. Testmodellezés	11
3.4.3. Hibrid modellezés.....	11
3.5. Dugattyús kompresszorok gerjesztése.....	12
4. MSZ EN 13445-3:2021	13
4.1. A szabvány hatálya.....	13
4.2. Design by Formulae	13
4.2.1. Munkafolyamat	13
4.2.2. Terhelési esetek	13

4.2.3. Tervezési feszültség	14
4.2.4. Nyomáspróba.....	15
4.2.5. Hengeres palást.....	16
4.3. Design by Analysis – Direct Route	16
4.3.1. Módszertan	17
4.3.2. Geometriai modell.....	17
4.3.3. Anyagmodellek	17
4.3.4. Tervezési ellenőrzések (Design checks).....	17
4.3.5. Nagymértékű képlékeny alakváltozás (GPD)	17
4.4. Acélok fizikai tulajdonságai	20
5. API Standard 618 hatodik kiadás	22
5.1. Tervezési megközelítések.....	22
5.1.1. Második megközelítés – Design Approach 2.....	22
5.1.2. Harmadik megközelítés – Design Approach 3.....	23
5.1.3. Összegzés	23
6. Anyag és módszerek.....	24
7. Üzemi állapot áramlástani vizsgálata (CFX).....	25
7.1. Anyagmodell	25
7.2. Beállítások	25
7.2.1. Turbulencia modell.....	26
7.3. Hálófüggetlenségi vizsgálat	26
7.4. Időfüggetlenségi vizsgálat	27
7.5. Az Y+ jellemző értékelése	28
7.6. Háló	29
7.6.1. Hálómétriكا	29
7.7. Peremfeltételek	30
7.7.1. Terhelések	30
7.8. Eredmények és kiértékelés	32

8. Üzemi állapot (Mechanical)	33
8.1. Geometriai modell	33
8.2. Anyagmodell	33
8.2.1. Fizikai és mechanikai tulajdonságok	33
8.2.2. Anyagmodell	34
8.3. Kapcsolatok	34
8.4. Háló	34
8.4.1. Hálómétrieka	35
8.5. Peremfeltételek	36
8.5.1. Terhelések	36
8.5.2. Kényszerek	37
8.6. Eredmények és kiértékelés	37
8.6.1. Teljes elmozdulás	37
8.6.2. Feszültség	39
9. Nyomáspróba állapot (Mechanical)	41
9.1. Peremfeltételek	41
9.1.1. Terhelések	41
9.1.2. Kényszerek	41
9.2. Eredmények és kiértékelés	42
9.2.1. Teljes elmozdulás	42
9.2.2. Feszültség	42
9.2.3. Legnagyobb főnyúlás	44
10. Következtetések és javaslatok	45
11. Összefoglalás	47
Irodalomjegyzék	49
1. Melléklet	XII
2. Melléklet	XIII
3. Melléklet	XIV



Jelölések jegyzéke

a_i	[–]	i-edik paraméter
c	[mm]	korróziós pótlék
c_i	[–]	i-edik koefficiens
c_p	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	izobár hőkapacitás
D_e	[mm]	külső átmérő
e	[mm]	falvastagság
E	[GPa]	rugalmassági modulus
E_T	[GPa]	rugalmassági modulus “T” hőmérsékleten
f	[MPa]	névleges tervezési feszültség
f_a	[MPa]	névleges tervezési feszültség szobahőmérsékleten
f_d	[MPa]	névleges tervezési feszültség maximális értéke üzemi terhelési esetben
f_{test}	[MPa]	névleges tervezési feszültség maximális értéke próba terhelési esetben
f_{T_d}	[MPa]	névleges tervezési feszültség “Td” hőmérsékleten
F	[N]	kiegészítő terhelések
G_{max}	[N]	súlyerő
i	[–]	index sorszám
l_{20}	[mm]	hossz szobahőmérsékleten
l_T	[mm]	hossz “T” hőmérsékleten
L_{test}	[N]	nyomáspróba alatt működő egyéb terhelések
$\dot{m}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	tömegáram
M	$\left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]$	moláris tömeg
N	[–]	csonkazonosító

u	[mm]	elmozdulás
$u_{\max}$	[mm]	maximális elmozdulás
P	[MPa]	méretezési nyomás
P_d	[MPa]	tervezési nyomás
P_i	[MPa]	üzemi belső nyomás
P_{ref}	[MPa]	referencianyomás
P_t	[MPa]	próbanyomás
R_{eH}	[MPa]	felső folyáshatár
$R_{m/20}$	[MPa]	szakítószilárdság szobahőmérsékleten
$R_{eH/T}$	[MPa]	felső folyáshatár "T" hőmérsékleten
$R_{p0,2}$	[MPa]	0,2%-os maradó alakváltozáshoz tartozó feszültség
$R_{p0,2/T}$	[MPa]	0,2%-os maradó alakváltozáshoz tartozó feszültség "T" hőmérsékleten
RM	[MPa]	anyagereősség karakterisztikus értéke
RM_d	[MPa]	anyagereősségi parameter, tervezési folyáshatár
t	[s]	idő
Δt	[s]	időlépésköz
T	[°C]	méretezési hőmérséklet
T_d	[°C]	tervezési hőmérséklet
T_{test}	[°C]	hőmérséklet nyomáspróba terhelési esetben
W	[MPa]	szélterhelés
$Y +$	[–]	dimenzió nélküli faltávolság
z	[1]	hegesztési tényező
Z	[–]	polinom értéke
β	$\left[\frac{1}{K} \right]$	lineáris hőtágulási együttható
$\beta_{20,T}$	$\left[\frac{1}{K} \right]$	lineáris hőtágulási együttható szobahőmérséklet és "T" hőmérséklet között

$\gamma_G, \gamma_Q, \gamma_P, \gamma_T$	[–]	terhelési parciális biztonsági tényező
γ_R	[–]	anyagereőség parciális biztonsági tényező
ε	[%]	nyúlás
ε_e	[%]	folyáshatárhoz tartozó nyúlás
ν	[–]	Poisson-tényező
ε_1	[%]	legnagyobb főnyúlás
ρ_{20}	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	sűrűség szobahőmérsékleten
ρ_T	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	sűrűség "T" hőmérsékleten
σ_1	[MPa]	legnagyobb főfeszültség
σ_2	[MPa]	középső főfeszültség
σ_3	[MPa]	legkisebb főfeszültség
τ	[MPa]	nyírófeszültség
ω	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	körfrekvencia
φ_i	[rad]	fázisszög-eltolás
DP	[–]	design point
$LC0$	[–]	üzemi terhelési eset
$LC9$	[–]	nyomáspróba terhelési eset
GPD	[–]	gross plastic deformation
DBF	[–]	design by formulae
DBA	[–]	design by analysis
CFD	[–]	computational fluid dynamics
FSI	[–]	fluid-structure interaction
SST	[–]	shear stress transport turbulenciamodell

1. Bevezetés

Műszaki szempontból nyomástartó berendezésről beszélünk, ha egy elhatárolt tér falának két oldalán egyidejűleg eltérő nyomás hat. Ezen berendezések elsődleges feladata a technológiai folyamattal járó túlnyomásból eredő mechanikai igénybevétel biztonságos elviselése a berendezés teljes életciklusa alatt. A nyomástartó berendezések méretezése a műszaki szakirodalomban jól körbejárt. A felsőoktatási gépészmérnöki képzési programokban használatos alaplíművek elsősorban az egyszerűbb geometriai kialakítású szerkezetek, úgymint egy- és két görbületű héjak, valamint a vékony és vastagfalú csövek túlnyomásra való méretezési eljárásának ismertetését tartalmazzák, a vegyipari gépészeti szakirodalmak ezeknél jóval mélyebb módszertant tartalmaznak.

A gyakorlati műszaki élet legszigorúbb szabályzója ugyanakkor a jogi környezet, annak minden előnyével és hátrányával, szorosabb keretet ad a nyomástartó rendszerek tervezésére és gyártására. A biztonsági előírások teljesítése mellett ennek jelenleg alapvetően piacharmonizációs okai is vannak. Az Európai Parlament és Tanács 2014/68/EU¹ direktívája – Pressure Equipment Directive, a továbbiakban PED – rendelkezik arról, hogy nyomástartó rendszer tervezése, gyártása és megfelelőségértékelése során milyen műszaki, dokumentációs és minőségirányítási követelményeknek kell megfelelni. E direktíva előírásait az Európai Gazdasági Társaság tagállamainak saját jogrendszerükbe átültetve kötelező alkalmazniuk, Magyarországon ezt a 44/2016 (XI. 28.) NGM. rendelet a nyomástartó berendezések és rendszerek biztonsági követelményeiről és megfelelőség tanúztatásáról c. rendelet fogantatosítja [1]. A direktíva 2. a pontjában felsorolt különböző tervezési eljárások lehetőségei az alábbiak, amelyek közül [2]:

- számítási eljárás – *calculation method*:
 - képlet alapú tervezés – *design by formula (DBF)*
 - analízis alapú tervezés – *design by analysis (DBA)*
 - törésmechanikai alapú tervezés – *design by fracture mechanics*
- kísérleti tervezési eljárás – *experimental design method*

Ezek közül a leginkább elterjedt – a direktíva javaslatának is megfelelően – a képlet alapú tervezés.

A képlet alapú tervezési eljárás során a direktívának való megfelelést a harmonizált európai szabványok segítik, melyeket tervezőként nem kötelező alkalmazni, de erősen javasolt több szempontból is. Javasolt, hiszen ezek a

¹ Directive 2014/68/EU of the European Parliament and of the Council

szabványok egy teljes ökoszisztémán keresztül közös nyelvet adnak a tervezők és a gyártók kezébe, valamint az időbeli és a térbeli tapasztalatokat is egybesűritik. A szabványok és az eljárások célszoftverbe integráltan is el is rendelkezésre állnak, pl.: Hexagon Visual Vessel Design, Hexagon Pressure Vessel Elite, melyek mankóként jelentősen gyorsítják és biztonságosabbá teszik a méretezési folyamatot.

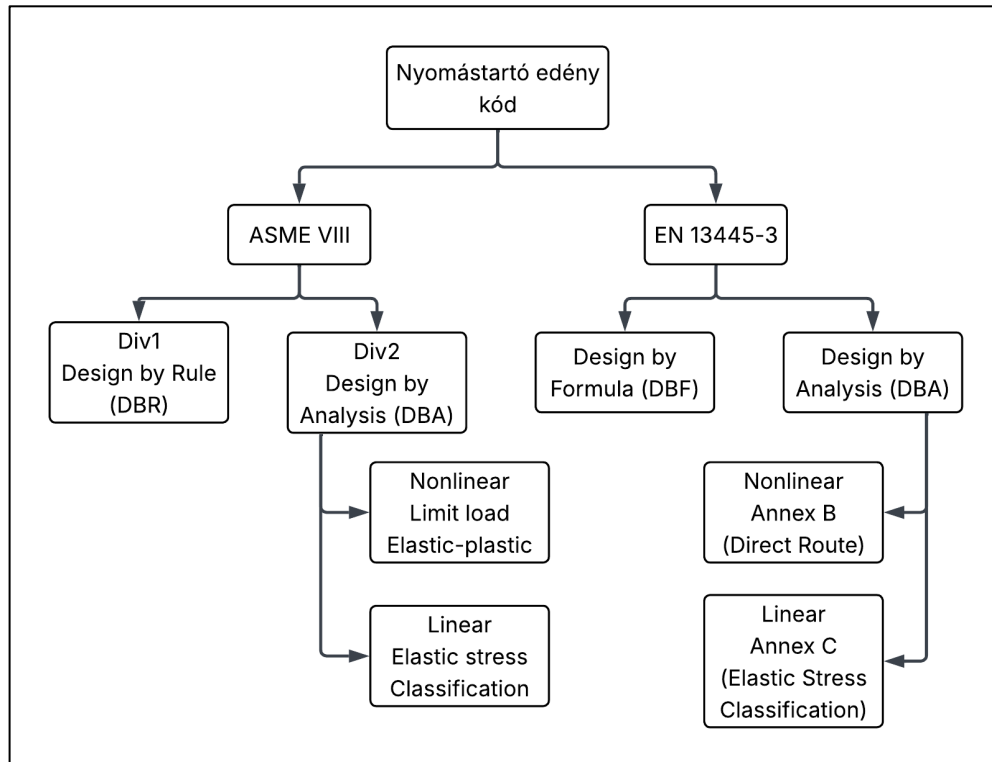
A nyomástartó berendezésekre vonatkozó szabványok világába való belépési pontként két harmonizált szabványt kell megemlíteni, ezekkel dolgozom a munkámban is:

- MSZ EN 13445-3 – Nem fűtött nyomástartó edények – Tervezés
- MSZ EN 13480-3 – Fémből készült ipari csővezetékek – Tervezés és számítás

Továbbá, annak ellenére, hogy nem szabvány, hanem szabályzat, nagyon fontos az ASME BPVC Section VIII. Szintén nyomástartó edényekre vonatkozik és nemzetközi viszonylatban sokkal elterjedtebb, mint az MSZ EN 13445-3, általánosságban elmondható, hogy az EU-n kívüli nemzetközi műszaki szakirodalom erre a szabályzatra hivatkozik. Dolgozatomban az MSZ EN 13445-3 szabványt fogom használni, és habár a szabványok komplex ökoszisztémája miatt nem javasolt azok egymással való összegyűrése, a műszaki alapok szakirodalmi feldolgozásakor olyan forrást is fogok hivatkozni, amely az ASME szabályzatot dolgozza fel. Az EN 13445-3 szabványhoz nem találtam elérhető könyv szintű segédletet.

A nyomástartó rendszerek tervezése és méretezése során tervezői felelősség az összes lehetséges üzemállapotot és igénybevételi módot ésszerű határokon belül figyelembe venni. A komplexebb technológiáknál és szerkezeteknél ez azt jelentheti, hogy a szabvány alapú célszoftverek korlátoltsága miatt csak nagyon erős közelítésekkel és jelentős túlméretezéssel lehet egy-egy üzemállapotot, vagy terhelési esetet lemodellezni. Ebből egyből következik egy biztonsági és egy gazdasági érdek is. Az MSZ EN 13445-3 szabványról és az ASME BPVC Section VIII szabályzatról is elmondható, hogy minél finomabb eszközökkel dolgozik a tervező, annál alacsonyabb biztonsági tartalékokat igényel a szabvány. A szabványok méretezési eljárásait az 1. ábra mutatja be. A Div1 Design by Rule (DBR) és a Design by Formula (DBF) eljárások a képlet alapú eljárások, tulajdonképpen kazánformulától indulnak. Az ASME előírásban a Div2 megengedi a DBA alternatívájaként a DBR használatát. Az MSZ EN 13445-3 szerint a DBF teljes mértékben kiváltható az Annex B-vel, vagy használható kiegészítésként olyan üzemállapotokra és környezeti terhelésekre, amelyet a szabvány explicit nem

tartalmaz. Az Annex C feszültségkategorizáláson alapszik, hasonlóképpen alkalmazható, mint az Annex B eljárás [3].



1. ábra. Tervezési szabványok felépítése [3] alapján saját szerkesztés

Munkámban az Annex B alapján készítem el egy pulzáláscsillapító edény – pulzációs edény – vizsgálatát, az alábbi célok motiváltak:

- A nyomástartó edények méretezéséhez kapcsolódó zárt képlet alapú méretezés áttekintése.
- Az MSZ EN 13445-3 szabvány Design by Analysis – Direct Route (Annex B) eljárás jobb megismerése és gyakorlati alkalmazása.
- Egy ciklikus üzemi igénybevételnek kitett nyomástartó berendezés feszültségi állapotának modellezése és feltérképezése CFD és kapcsolt szilárdságtani vizsgálattal.
- Nyomáspróbaállapot feszültségviszonyainak szilárdságtani vizsgálata.
- A végelelemes vizsgálatok eredményeinek kiértékelése a szabványok tükrében és a kritikus helyek meghatározása.

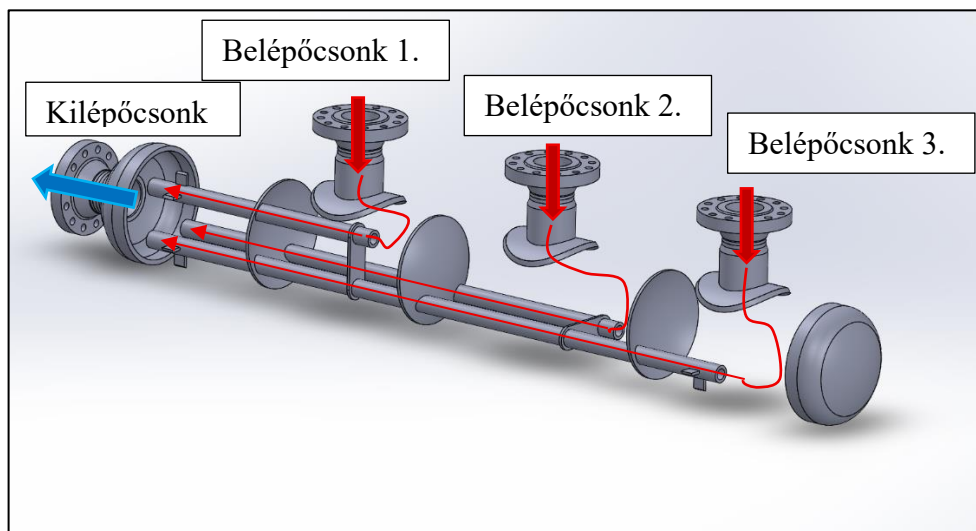
2. A vizsgált edény bemutatása

A szakirodalmi feldolgozása során már reflektálok a vizsgált edényre, illetve megcsinálok az előszámításokat. Röviden bemutatom az edényt, hogy ne kontextus nélküli legyen a szakirodalmi feldolgozás.

2.1. Funkció és működés

A pulzáláscsillapító edények feladata dinamikusan gerjesztett rendszerekben a hang- és nyomáshullámok csillapítása, a gerjesztési frekvenciák modulálása, valamint a vonali nyomás kiegyenlítése. Nagy ipari dugattyús kompresszorok rendszereiben a szívó- és nyomócsonkokra is pulzáláscsillapító edények kerülnek fel. A 2. ábra az edény működését szemlélteti. A belépőcsonkokra dolgozik rá a dugattyús kompresszor, ezeken keresztül lép be az edénybe a komprimált közeg. Az edény belsejében pulzáláscsillapító funkcióval belső kamrák vannak kialakítva. A belépő kamrák közötti átvezető csöveken áthaladva a gáz a kilépőcsonkon keresztül távozik a csővezetéki rendszer felé. A csonkok hivatkozási azonosítója a továbbiakban:

- N1 – kilépőcsonk
- N2 – belépőcsonk 1.
- N3 – belépőcsonk 2.
- N4 – belépőcsonk 3.



2. ábra. Az edény működése – saját szerkesztés

2.2. Tervezési paraméterek

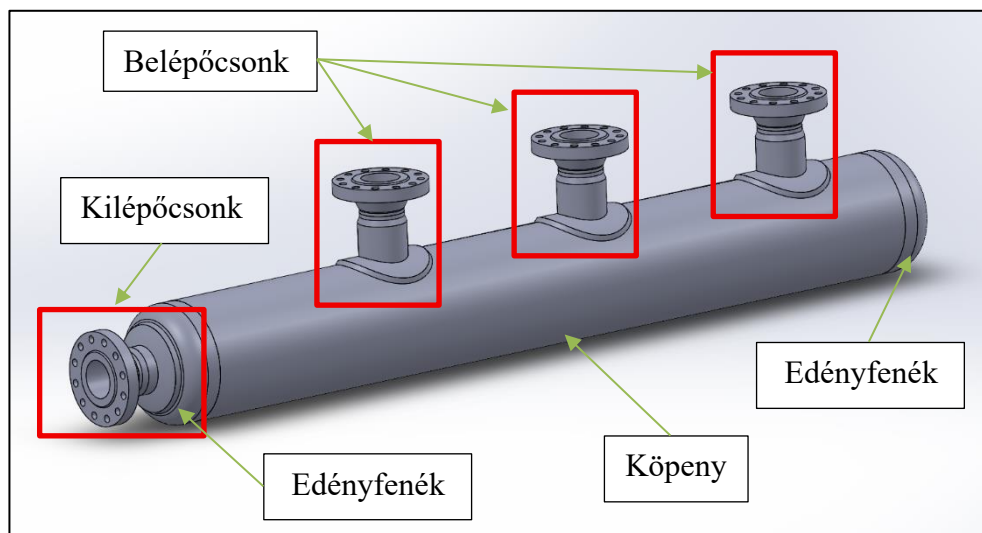
A vizsgált edény tervezési paramétereit az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. Tervezési paraméterek – saját szerkesztés

Paraméter	Érték
P_d	12 MPa
T_d	100 °C
z	0,85
D_e	600 mm
e	25 mm
c	0 mm

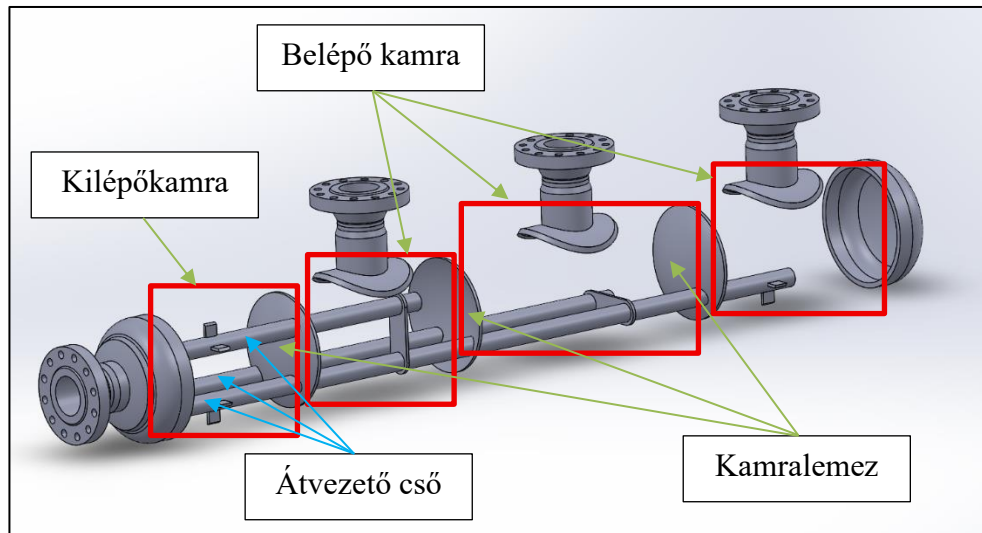
2.3. Geometriai modell

A nyomástartó edény 3D CAD modelljét a 3. ábra mutatja be. Az edény felső alkotóján található három belépőcsonk, ezeken keresztül van az edény a kompresszor kilépőcsonkjaihoz csavarkötéssel felszerelve. A belépőcsonkokra merőlegesen, a bal oldali edényfenék közepén van a kilépőcsonk, itt kapcsolódik az edény a csővezetékrendszerhez.



3. ábra. Az edény 3D modellje – saját szerkesztés

A 4. ábra az edény belső alkatrészeit mutatja be. A kamralemezek egymástól elkülönített belső részekre osztják fel az edényt. A kamralemezeken átvezetett csöveken keresztül áramlik a gáz a kilépőkamrába, onnan pedig a csővezetéki rendszerbe.



4. ábra. Az edény belső elemei – saját szerkesztés

2.4. Alapanyagok

A készülék szerkezete három fő alapanyagtípusból van felépítve:

- A forgácsolással készült alkatrészek (karimák, forgácsolt csonkok) alapanyaga MSZ EN 10222-4:2017+A1:2021 szabvány szerinti P355NH (1.0565) kovácstermék.
- A készülék héja (köpeny, edényfenék) és a belső lemezalkatrészek alapanyaga MSZ EN 10028-3:2017 szabvány szerinti P355NH (1.0565) melegen hengerelt lapos acél.
- A csövek alapanyag MSZ EN 10216-3:2013 szabvány szerinti P355NH anyagminőségű varratnélküli acélcső.

Az eltérő szabványok ellenére ezen anyagminőségek mechanikai tulajdonságai azonosak – az előszámításokhoz szükséges – a második falvastagsági csoportokra jellemző adatokat a 2. táblázat tartalmazza [4], [5], [6].

2. táblázat. Anyagtulajdonságok előszámításhoz [4], [5], [6] alapján saját szerkesztés

Tulajdonság	Érték
R_{eH}	345 MPa
$R_{eH/T}$	314 MPa
$R_{m/20}$	490 MPa

3. Szakirodalmi áttekintés

A szakirodalmi áttekintést több fő fejezetre osztom, ennek az oka a terjedelemre és a tartalomra vett korlát. Az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány B melléklete önmagában 29 oldal és ez nem tartalmazza a használt műszaki alapfogalmak magyarázatát és bemutatást, valamint az edények összetett terhelési eseteiben működő igénybevételek nagyságának meghatározási módjait sem. A pulzációs rendszerek ciklikus igénybevételének modellezéséhez az API 618 szabványt fogom röviden ismertetni.

Ebben a fejezetben egy kicsit előre ugrok és szakirodalom alapján bemutatom az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány ismertetésekor hivatkozott műszaki fogalmakat.

3.1. Feszültséganalízis

A feszültséganalízis folyamata során a nyomástartó edényre ható külső erők és az ébredő feszültségek közötti kapcsolatok kerülnek meghatározásra. Nem szükséges minden feszültséget meghatározni, elegendő a mértékadó feszültségeket és azok, a nyomástartó edény alkatrészeihez kapcsolódó viszonyát felderíteni. A vizsgálat kiindulásaként meg kell határozni a tervezési feltételeket, majd a hozzájuk tartozó külső erőket [7].

3.2. Feszültségi és tönkremeneteli elméletek

A feszültségi és tönkremeneteli elméletek az anyagban ébredő feszültségek kiértékelésének módját és a tönkremenetelt jelentő feszültségi szint (jellemzően folyáshatár) megállapításának mikéntjét adják meg. Az alábbiakban a hivatkozott feszültségi és tönkremeneteli elméleteket ismertetem.

3.2.1. Legnagyobb főfeszültség elmélet (Rankine)

A Rankine-elmélet szerint az anyag akkor folyik meg, ha a legnagyobb főfeszültség eléri a folyáshatárhoz tartozó feszültségi szintet. Háromtengelyű feszültségállapotban a folyási feltétel matematikailag felírva [7]:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad 1)$$

$$\sigma_1 = R_{eH} \quad 2)$$

Az ellenőrzés során csak a főfeszültségeket kell meghatározni. A törékeny anyagok viselkedését jól írja le. Az ASME VIII Div1 DBR a tervezés alapjául ezt az elméletet alkalmazza [7]. Az MSZ EN 13445-3:2021 szabványban ez nincs benne.

3.2.2. Legnagyobb nyírófeszültség elmélet (Tresca)

A Tresca-elmélet szerint akkor következik be folyás az anyagban, ha a legnagyobb nyírófeszültség különbség egyenlő lesz a nyírási folyáshatárral. Háromtengelyű feszültségállapotra matematikailag felírva:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad 3)$$

$$(\sigma_1 - \sigma_3)/2 \quad 4)$$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{R_{eH}}{2} \quad 5)$$

3.2.3. Alakváltozási energia elmélet (von Mises)

A von Mises-elmélet szerint a teljes alakváltozási energia két részből tevődik össze, a hidrosztatikus alakváltozáshoz szükséges energiából és a torzuláshoz szükséges alakváltozási energiából. A folyás akkor kezdődik meg, amikor a torzulási komponens eléri az egytengelyű feszültségi állapothoz tartozó folyási feszültséget.

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad 6)$$

$$(\sigma_1 - \sigma_3)/2 \quad 7)$$

$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = R_{eH}^2 \quad 8)$$

3.3. Anyagmodellek

Az anyagok fizikai és mechanikai tulajdonságainak reprodukálására és vizsgálatára modelleket használunk. A modellek részletessége és valósághoz való hasonlósága nagymértékben befolyásolja a szimuláció erőforrásszükségletét és az eredmények alkalmazhatóságát. Az anyag csoportosítása az általános anyagtulajdonságaik alapján:

- linearitás: A bemeneti és a kimeneti értékek között lineáris vagy nemlineáris arányossági összefüggés áll fent. Acélok esetében a Hooke-törvénnyel jól leírható rugalmas szakaszon lineáris összefüggést feltételezünk.

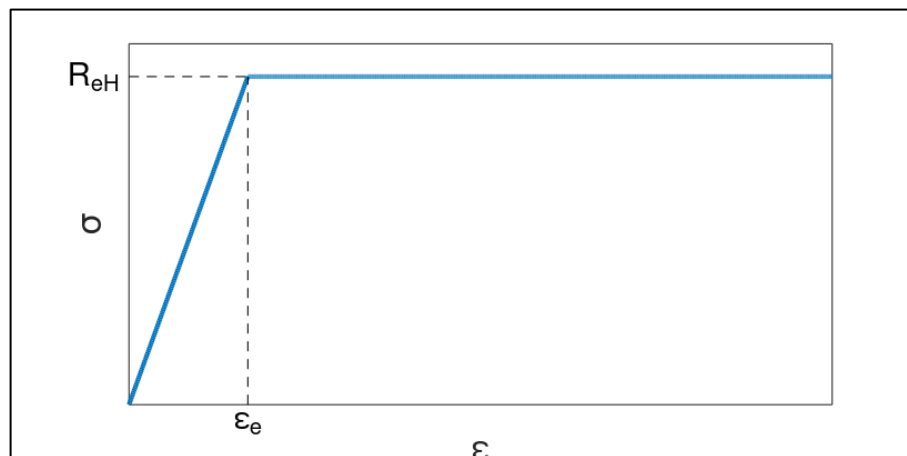
- homogenitás: Az anyag térbeli fizikai jellemzőinek eloszlása állandó, azaz homogenitást, vagy változó, azaz inhomogén. Általánosságban homogén anyagmodellt feltételezünk.
- irányfüggőség: Az anyag iránymenti viselkedését leíró jellemzők – a Poisson-tényező, rugalmassági modulus, termikus tulajdonságok – iránytól való függése[8]:
 - Izotróp, azaz irányfüggetlen az anyag, ha a viselkedését leíró anyagjellemzők értéke minden irányban azonos. A nem hidegen alakított acélokra általában izotróp anyagmodellt alkalmazunk.
 - Ortotróp az anyag, ha a viselkedése három egymásra merőleges tengely mentén eltérő, pl.: fa.
 - Anizotróp az anyag, ha annak viselkedése minden tetszőleges irányban eltérő.

Az elméleti szakirodalom a következő anyagmodelleket különbözteti meg a feszültség és a nyúlás karakterisztikája alapján [8] [9]:

- lineárisan rugalmas
- nemlineárisan rugalmas
- viszkoelasztikus
- képlékeny

3.3.1. Lineárisan rugalmas – ideálisan képlékeny anyagmodell

A lineárisan rugalmas – ideálisan képlékeny anyagmodell nyúlás-feszültség diagramját mutatja be a 5. ábra.



5. ábra. Lineárisan rugalmas - ideálisan képlékeny anyagmodell nyúlás-feszültség diagram [8], [9] alapján saját szerkesztés

A diagramról leolvasható, hogy a maradó alakváltozás nélküli szakaszban a nyúlás és a feszültség között lineáris összefüggés van, a Hooke-törvény érvényes. Az R_{eH} folyáshatárhoz tartozó feszültségi szintet elérve a feszültség nem növekszik tovább, azaz az anyag felkeményedési szakasza nincs modellezve, a feszültség növekedése nélkül tud tovább nyúlni. Az ε_e a folyáshatárhoz tartozó nyúlást jelöli.

3.4. Geometriai modellezés

Lemeznek nevezzük azokat az alkatrészeket, amelyek egyik térbeli irányba történő kiterjedése elhanyagolható a másik két irányba vett kiterjedés nagyságától. A nyomástartó edényeket nagy általánosságban vékony lemezekből építik össze. A nyomástartó köpeny henger-, vagy gömbalakú, a hengeres rész két végét sík fedéllel, vagy alakformált edényfenékkal (kosárgörbe, elliptikus, félgömb) zárják le. A csomók jellemezhetőek állandó falvastagságú, vagy változó falvastagságú hengerként. A végelemek modellezésére több lehetőség kínálkozik.

3.4.1. Héj modellezés

Az állandó falvastagságú egyszer- és kétszer görbült vékony lemezek jól modellezhetőek héj elemekként. Héj modellezéskor a lemez vastagságától eltekintünk és egy, a vastagság mentén kijelölt felülettel reprezentáljuk az alkatrészt. A testmodellezéssel szembeni előnye, hogy kevesebb elemszámra van szükség. A héjelemek csomópontjainak szabadságfoka három elmozdulás és három elfordulás, összesen hat [8].

3.4.2. Testmodellezés

Testmodellezéskor az alkatrészek teljes térbeli kiterjedését modellezzük, ez azt jelenti, hogy lemezalkatrészek esetében a lényegesen kisebb falvastagságtól sem tekintünk el. A testelemek csomópontjainak szabadságfoka három elmozdulás [8]. Reálisan leírja a vizsgált alkatrész térbeli kiterjedését, magasabb a számítási költsége, mint a héj modellezésnek.

3.4.3. Hibrid modellezés

A héj és a test elemeket is egyaránt tartalmazó modelleket hibridnek nevezzük. Optimalizálható velük a háló elemszáma, ugyanakkor az egyes elemtípusok közötti átmeneteknél ébredő feszültség csak közelítőleg pontos.

3.5. Dugattyús kompresszorok gerjesztése

A dugattyús kompresszorok a munkaközeget a hengerben alternáló mozgást végző dugattyú segítségével sűrítik. A dugattyúk a forgó főtengelyhez vannak kapcsolva egy hajtórúddal. A főtengely egy körbefordulására a dugattyú kétszer járja be a hengerben az útját, azaz egy teljes termodinamikai ciklust hajt végre. Megkülönböztetünk egyszeres és kétszeres működésű kompresszorokat. A kétszeres működésű kompresszorok úgy vannak kialakítva, hogy a dugattyúfenék mindkét oldalán egy körül fordulás alatt egy-egy munkaütem megy végbe, azaz két termodinamikai ciklus zajlik le.

Egy egyszeres kompresszor működésének diagramját mutatja be az 1. mellékletben lévő 30. ábra. A diagramok a főtengely egy körbefordulása alatt, a főtengely pozíciójának függvényében az alábbiakat adják meg, fentről lefelé:

- hengernyomás – dugattyúpozíció függvény: a dugattyú pozíciójának függvényében a hengerben lévő nyomás
- dugattyúsebesség – dugattyúpozíció függvény: dugattyú sebessége és a dugattyú pozíciója között adja meg a kapcsolatot
- hullámsebesség – dugattyúpozíció függvény: a dugattyú által keltett, a szelepek nyitásával és zárásával módosított hullámok sebességét írja le

A grafikonokról az alábbi működés olvasható le. Az „A” pontnál a dugattyú az alsó holtpontban (BDC) van, a henger szívónyomáson megtöltődik a munkaközzel. A dugattyú elindul a felső holtpont (TDC) felé és a közeg nyomása emelkedni kezd. A „B” pontban a hengerben lévő nyomás a szelep nyitónyomása fölé emelkedik, a nyomószelep kinyit és a munkaközeg a hengerből a csővezeték felé távozik, amíg a dugattyú eléri a felső holtpontot. A „C” pontban a nyomószelep lezár. A dugattyú visszaindul az alsó holtpont felé, a dugattyú „D” pontban, amikor a dugattyúban maradt közeg nyomása a szívónyomás alá lecsökken, a szívószelep kinyit és új közeg áramlik a hengerbe [10].

A dugattyú fenekének sebesség-idő grafikonja szinuszgörbével közelíthető, azonban a hajtókar miatt ez nem teljesen szabályos szinuszgörbe [10].

A csővezetékben keletkező hullámok karakterisztikáját nagymértékben befolyásolja, hogy a dugattyú mekkora sebességgel mozog, amikor nyomószelep nyitva van [10].

A dugattyúk mozgásának és a nyomószelepek nyitásának modellezését a numerikus hibák elkerülésének érdekében és a stabilitás miatt folytonos függvénnyel kell megoldani a szimulációban.

4. MSZ EN 13445-3:2021

Ebben a fejezetben az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány előírásait mutatom be a szabvány alapján [11]. Kitérek a képlet alapú méretezési folyamatra, az analízis alapú tervezésre, valamint az anyagtulajdonságok meghatározásához szükséges O mellékletre.

4.1. A szabvány hatálya

A szabvány a fél bar túlnyomásnál nagyobb tervezési nyomású nyomástartó edények tervezésére, méretezésére és gyártására vonatkozóan tartalmaz előírásokat. Költségjellegű megfontolásokkal kiegészítve alacsonyabb tervezési nyomású edényekre is alkalmazható jó mérnöki gyakorlatként [11]. Ez a költségtöbblet jellemzően a szabvány által kötelezően előírt vizsgálatokból adódik.

4.2. Design by Formulae

A szabvány képlet alapú méretezési eljárásának munkafolyamatát, a terhelési eseteket és a hozzá kapcsolódó formulákat mutatom be röviden az analízis alapú vizsgálattal történő későbbi összevetéshez.

4.2.1. Munkafolyamat

A tervezési folyamat első lépéseként a terhelési eseteket kell meghatározni, ezt követően az egyes terhelési esetek alatt működő terheléseket és azok kombinációit kell összeállítani. A működő terhelések definiálása után az alkatrészek geometriáját kell meghatározni, szilárdsági szempontból ez jellemzően falvastagságot jelenti. A visszaellenőrzés során az alkatrészben ébredő feszültséget hasonlítjuk a tervezési feszültséghez a különböző terhelési esetekben. A méretezési eljárás során lokális feszültségeket nem határozunk meg, csak a fő igénybevételek által keltett uralkodó feszültségeket vizsgáljuk.

4.2.2. Terhelési esetek

A szabvány LC0-LC11 jelöléssel 12 terhelési esetet különböztet meg, amelyek tervezői felelősség mellett további terhelési esetekkel bővíthetők, illetve csökkenthetők [11]. Dolgozatomban egy üzemi és a nyomáspróba terhelési esetet vizsgálom, ezeket az 3. táblázat részletezi.

3. táblázat. Releváns DBF terhelési esetek [11, o. 20] alapján saját szerkesztés

Terhelési eset	Terhelési kombinációk	Tervezési feszültség
LC0	$P_i \& G_{\max}$	f_d
LC9	$P_{test} \& G_{\max} \& L_{test} \& F \& 0,6 \cdot W$	f_{test}

Az LC0 terhelési esetben a készülék igénybevételét a P_i belső üzemi túlnyomás és a $G_{\max}$ súlyerő szuperpozíciójából képzett kombináció adja. A köpenyelemekre vett f_d tervezési feszültség a 9) képlet alapján számolható.

Az LC9 nyomáspróba eset során a P_{test} nyomáspróbára vett túlnyomás, a $G_{\max}$ súlyerő, az nyomáspróba alatti L_{test} élő terhelések, az F egyéb terhelések és a W szélterhelés működik 60%-ra csökkentett értékkel.

4.2.3. Tervezési feszültség

Az üzemi terhelési esetekre a tervezési feszültség számolható a tervezési hőmérsékleten vett folyáshatárból és a szobahőmérsékleten vett szakítószilárdságból is. Folyáshatár esetén 1,5-ös biztonsági tényezőt, szakítószilárdság esetén 2,4-es biztonsági tényezőt kell használni és a kisebb értéket kell figyelembe venni, a formulát lásd 9) képlet szerint [11, o. 32].

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right) \quad 9)$$

A 9) képletet felhasználva a tervezési feszültség:

$$f_d = \min\left(\frac{314 \text{ MPa}}{1,5}; \frac{490 \text{ MPa}}{2,4}\right) \quad 10)$$

$$f_d = 204 \text{ MPa} \quad 11)$$

A nyomáspróba terhelési esetre 1,05-ös biztonsági tényezővel kell meghatározni a tervezési feszültséget, a 12) képlet alapján [11, o. 32].

$$f_{test} = \frac{R_{p0,2/T_{test}}}{1,05} \quad 12)$$

A 12) egyenletet felhasználva a tervezési feszültség nyomáspróba állapotra:

$$f_{test} = \frac{345 \text{ MPa}}{1,05} = 328 \text{ MPa} \quad 13)$$

4.2.4. Nyomáspróba

A nyomáspróba során az edény integritását vizsgáljuk a tervezési nyomásnál magasabb túlnyomásra. A vizsgálat történhet levegővel vagy vízzel, biztonsági okokból az utóbbi számít bevett gyakorlatnak. A nyomáspróbát úgy kell végrehajtani, hogy a próbanyomás számolt értékét az edény legmagasabb pontjában közegnyomásként kell tudni mérni. Ez azt jelenti, hogy a terhelési kombináció a vizes próba esetén a hidrosztatikus nyomás és a vizsgálati túlnyomás szuperpozíciójaként adódik [12]. A nyomáspróba alatti túlnyomás értékét a 14) képlettel kell meghatározni :[12, o. 37]

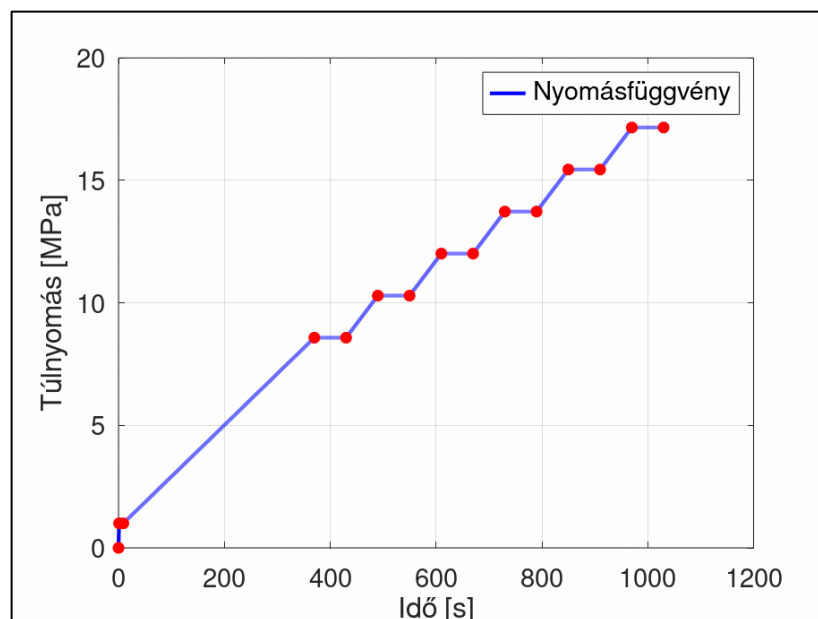
$$P_t = \max\left(1,25 \cdot P_d \cdot \frac{f_a}{f_{T_d}}; 1,43 \cdot P_d\right) \quad (14)$$

A14) képletet felhasználva a nyomáspróba értéke:

$$P_t = \max\left(1,25 \cdot 12 \text{ MPa} \cdot \frac{345 \text{ MPa}}{314 \text{ MPa}}; 1,43 \cdot 12 \text{ MPa}\right) \quad (15)$$

$$P_t = 17,16 \text{ MPa} \quad (16)$$

A nyomáspróba során a belső túlnyomást lépcsőzetesen kell felépíteni. A nyomás 50%-áig egy lépcsőben, majd további 10%-os lépcsőkkel a próbanyomás értékének eléréséig. Az egyes lépcsők között megfelelő relaxációs időt kell tartani [12]. A 6. ábra a nyomáspróba során alkalmazandó túlnyomás lépcsőzetes felépülését mutatja be. A kék vonal a nyomás értékét mutatja az idő függvényében. A piros pontok a relaxációs szakaszok kezdetét és végét jelölik.



6. ábra. Nyomáspróba belső túlnyomás felépülése – saját szerkesztés

4.2.5. Hengeres palást

A belső túlnyomásból származó igénybevétel felvételéhez szükséges falvastagság, belső és külső átmérőből kiindulva is számítható. A szabványban szereplő képletek alkalmazhatósági korlátja $e/D_e \leq 0,16$, azaz a falvastagság és a külső átmérő aránya 0,16-nál nem lehet nagyobb [11, o. 34]. A 17) képlet a külső átmérőből számol.

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2f \cdot z + P} \quad 17)$$

A 17) egyenletet felhasználva az üzemi terhelési esetben szilárdságilag szükséges falvastagság:

$$e = \frac{12 \text{ MPa} \cdot 600 \text{ mm}}{2 \cdot 204 \text{ MPa} \cdot 0,85 + 12 \text{ MPa}} = 20,06 \text{ mm} \quad 18)$$

A 17) egyenletet felhasználva a nyomáspróba állapotban szilárdságilag szükséges falvastagság:

$$e = \frac{17,16 \text{ MPa} \cdot 600 \text{ mm}}{2 \cdot 328 \text{ MPa} \cdot 0,85 + 17,16 \text{ MPa}} = 17,92 \text{ mm} \quad 19)$$

A 17) képletet átrendezve, az ébredő feszültségre való visszaellenőrzéshez a 20) képlet használható.

$$f = \frac{P \cdot (D_e - e)}{2 \cdot e \cdot z} \quad 20)$$

A 20) egyenletet felhasználva az üzemi terhelési esetet ébredő feszültségre visszaellenőrizve:

$$f = \frac{12 \text{ MPa} \cdot (600 \text{ mm} - 25 \text{ mm})}{2 \cdot 25 \text{ mm} \cdot 0,85} = 162,35 \text{ MPa} \quad 21)$$

A 20) egyenletet felhasználva a nyomáspróba terhelési esetet ébredő feszültségre visszaellenőrizve:

$$f = \frac{17,16 \text{ MPa} \cdot (600 \text{ mm} - 25 \text{ mm})}{2 \cdot 25 \text{ mm} \cdot 0,85} = 232,16 \text{ MPa} \quad 22)$$

4.3. Design by Analysis – Direct Route

A Direct Route az MSZ EN 13445-3:2021 szabványban lévő nemlineáris analízis alapú tervezési eljárás. Ebben a fejezetben az eljárásnak a dolgozathoz szorosan kapcsolódó részeit mutatom be.

4.3.1. Módszertan

A tervezés szempontjából minden releváns meghibásodási módra tervellenőrzést kell végezni. Egy tervellenőrzésen belül több meghibásodási módot is lehet ellenőrizni. A terhelési esetek fő csoportjai [11]:

- normál üzemi terhelési esetek: a tervezés során meghatározott műszaki jellemzők tartományán belül, üzembiztosan működik a készülék
- különleges terhelési esetek: minden olyan terhelési eset, amely nem az edény üzemszerű állapotához tartozik, pl.: nyomáspróba, szerelés, tisztítás, felállítás, szállítás
- kivételes terhelési esetek: meghibásodás, földrengés, lefűtatás

4.3.2. Geometriai modell

A geometriai modellt a névleges méretek alapján kell felépíteni. Ez alól kivételt képez a falvastagság, amelynél az analízis vastagságot kell figyelembe venni. Az analízis vastagság a ténylegesen beépített alapanyag korróziós pótlékkal csökkentett vastagsága [11].

4.3.3. Anyagmodellek

A szabvány lineárisan rugalmas-ideálisan képlékeny és lineárisan rugalmas anyagmodellek alkalmazását írja elő a tervezési ellenőrzés típusától függően [11].

4.3.4. Tervezési ellenőrzések (Design checks)

Az ellenőrzés során az alábbi tönkremeneteli módokat kell vizsgálni [11]:

- Nagymértékű képlékeny alakváltozás – *Gross Plastic Deformation (GPD-DC)*
- Progresszív képlékeny alakváltozás – *Progressive Plastic Deformation Design Check (PD-DC)*
- Instabilitás – *Instability Design Check (I-DC)*
- Kifáradás – *Fatigue Design Check (F-DC)*
- Statikai egyensúly – *Static Equilibrium Design Check (SE-DC)*

4.3.5. Nagymértékű képlékeny alakváltozás (GPD)

A nagymértékű képlékeny alakváltozásra való ellenőrzés során minden terhelési esetben a hatások tervezési értékét egyedileg, vagy a hatások kombinációjaként kell felvenni a tervezési modellbe, a következő tulajdonságokat alkalmazva [11]:

- A vizsgált edény alapanyagának a lineárisan rugalmas és ideálisan képlékeny anyagmodell szerint kell viselkednie.
- Tresca-féle folyási feltételt és szabályt kell alkalmazni.
- RM_d tervezési anyagszilárdsági jellemző használata.
- Parciális biztonsági tényezők használata a működő terhelések korrigálására
- Feszültségmentes kezdeti állapotból kiindulva a terhelések arányos növelése.
- A főnyúlásoknak alacsonyabbnak kell lenniük:
 - normál üzemi körülmények között 5%-nál
 - próbaállapotban 7%-nál

A terhelések korrigálására szolgáló parciális biztonsági tényezőket a 4. táblázat adja meg. A parciális biztonsági tényezők és a terhelések szorzata eredményezi a vizsgálat során alkalmazandó effektív terhelést.

4. táblázat. Parciális biztonsági tényezők üzemi terhelési esetben [11, o. 618] alapján saját szerkesztés

Hatás jellege	Jellemző	parciális biztonsági tényező
állandó	Hatások kedvezőtlen kimenettel	$\gamma_G = 1,2$
állandó	Hatások kedvező kimenettel	$\gamma_G = 0,8$
változó	Korlát nélküli változó hatások	$\gamma_Q = 1,5$
változó	Korlátolt változó hatások és határértékek	$\gamma_Q = 1,0$
nyomás	Természetes korlát nélküli hatások	$\gamma_P = 1,2$
nyomás	Természetes korláttal bíró hatások	$\gamma_P = 1,0$
hőmérséklet		$\gamma_T = 1,0$

A dolgozatomban vizsgált mindkét terhelési esetben belső túlnyomás a mértékadó terhelés, az egyéb működő terhelések elhanyagolható, vagy nem

meghatározható mértékűek. A kompresszor rendelkezik saját biztonsági szeleppel, amely védi a tervezési nyomásnál nagyobb túlnyomástól az edényt is, emiatt úgy értékelem, nincs szükség a terhelések parciális biztonsági tényezővel való korrekciójára.

A szabvány anyagcsoportokra bontva megadja az anyagerősségi paramétereket (RM) és az anyagra vonatkozó parciális biztonsági tényezőket (γ_R). A ferrites acélokra vonatkozó értékek [11, o. 619]:

- RM anyagerősségi paraméter: $R_{eH/T}$ vagy $R_{p0,2/T}$

A γ_R parciális biztonsági tényező a melegen vett folyáshatár és a szakítószilárdság arányának függvényében van meghatározva:

$$1,25 \text{ ha } \frac{R_{p0,2/T}}{R_{m/20}} \leq 0,8 \quad (23)$$

egyéb esetben pedig:

$$\frac{1,5625 \cdot R_{p0,2/T}}{R_{m/20}} \quad (24)$$

Az anyagerősségi paraméter és a parciális biztonsági tényező hányadosa adja meg az RM_D tervezési folyáshatárt:

$$RM_D = \frac{RM}{\gamma_R} \quad (25)$$

A 23) egyenletbe behelyettesítve:

$$\frac{314 \text{ MPa}}{490 \text{ MPa}} = 0,64 \leq 0,8 \quad (26)$$

A 26) formula eredménye alapján az anyagra alkalmazott parciális biztonsági tényező:

$$\gamma_R = 1,25 \quad (27)$$

A 25) és a 27) felhasználásával a névleges tervezési feszültség értéke üzemi terhelési esetben:

$$RM_d = \frac{R_{eH/T}}{1,25} = \frac{314 \text{ MPa}}{1,25} = 251,2 \text{ MPa} \quad (28)$$

A nyomáspróba állapotban alkalmazott effektív terhelési parciális biztonsági tényezőket a 5. táblázat mutatja be.

5. táblázat. Parciális biztonsági tényezők nyomáspróba állapotban [11, o. 620] alapján saját szerkesztés

Hatás jellege	Jellemző	Parciális biztonsági tényező
állandó	Hatások kedvezőtlen kimenettel	$\gamma_G = 1,2$
állandó	Hatások kedvező kimenettel	$\gamma_G = 0,8$
nyomás	Természetes korláttal bíró hatások	$\gamma_P = 1,0$

Nyomáspróba állapot során az edényre a belső túlnyomás szabályozott keretek mentén épül fel. Ebben a terhelési esetben sincs szükség a parciális biztonsági tényezővel növelt hatás használatára.

Az anyagcsoportokra bontott (RM) anyagerősségi paraméterek és a (γ_R) parciális biztonsági tényezők nyomáspróba állapotban, ferrites acélokra [11, o. 620]:

- RM anyagerősségi paraméter: R_{eH} vagy $R_{p0,2}$
- A γ_R parciális biztonsági tényező értéke: 1,05

Ennek megfelelően, a 25) képletet felhasználva, a nyomáspróbaállapotban a tervezési anyagerősség:

$$RM_d = \frac{R_{eH}}{1,05} = \frac{345 \text{ MPa}}{1,05} = 328 \text{ MPa} \quad 29)$$

4.4. Acélok fizikai tulajdonságai

Az acélok fizikai és mechanikai jellemzőit a DBF méretezéshez az alapanyagszabványok jellemzően tartalmazzák. A szobahőmérsékleten és emelt hőmérsékleten vett, anyagvastagság szerint csoportosított folyáshatár és szakítószilárdság értékek a képlet alapú méretezéshez jellemzően elegendő, végeselemes vizsgálathoz azonban részletesebb anyagtulajdonságokra és szofisztikáltabb anyagmodellre van szükség. A szabvány O mellékletben megadott informális összefüggésekkel az acélok fizikai és mechanikai tulajdonságai részletesebben leírhatók. Ebben a fejezetben a dolgozatomban használt anyagtulajdonságok levezetését mutatom be.

Az acél sűrűségét a hőmérséklet függvényében a 30) összefüggés írja le [11, o. 784]:

$$\rho_T = \frac{\rho_{20}}{[1 + \beta_{20,T} \cdot (T - 20)]^3} \quad 30)$$

A 30) képletben szereplő lineáris hőtágulási együttható a 31) egyenlet szerint [11, o. 784]:

$$\beta_{20,T} = \frac{1}{l_{20}} \cdot \frac{l_T - l_{20}}{T - 20} \quad 31)$$

Az anyag fizikai és mechanikai jellemzőit a hőmérséklet függvényében egy n-ed fokú polinommal írja le a szabvány, lásd 32) képlet [11, o. 785]. A polinom tényleges fokszámát az anyagtulajdonsághoz specifikált koefficiens táblázatokból lehet meghatározni.

$$Z = c_0 + c_1 \cdot T + c_2 \cdot T^2 + c_3 \cdot T^3 \dots \quad 32)$$

A rugalmassági modulus koefficiensekkel behelyettesített polinomját a 33) egyenlet írja le.

$$Z = 213,16 - 6,91 \cdot 10^{-2} \cdot T - 1,824 \cdot 10^{-5} \quad 33)$$

A lineáris hőtágulási együttható polinomja a 34) egyenlet szerint:

$$Z = 11,14 + 8,03 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,29 \cdot 10^{-6} \quad 34)$$

Az itt ismertetett polinomok és egyenletek segítségével definiálom az Ansys Mechanicalban a vizsgálatához szükséges anyagmodelleket.

5. API Standard 618 hatodik kiadás

A szabvány az olaj- és gáziparban és a vegyiparban használatos dugattyús kompresszorokkal szembeni minimális követelményeket írja le. A kompresszorokon túl a rendszerhez tartozó egyéb gépek, (műszerek, hűtők, pulzáláscsillapító edények) is a szabvány tárgyát képezik [13].

5.1. Tervezési megközelítések

A szabvány egy előzetes tervezési módszeren túl két további tervezési eljárásra ad lehetőséget. Ezeket a kompresszor nyomása és teljesítménye függvényében kell meghatározni.

6. táblázat. Alkalmazandó tervezési megközelítések [13, o. 63] alapján saját szerkesztés

Nyomás	Teljesítmény		
	kW/cyl < 55	55 < kW/cyl < 220	220 < kW/cyl
$P < 35 \text{ bar}$	2	2	2
$35 \text{ bar} < P < 70 \text{ bar}$	2	2	3
$70 \text{ bar} < P < 200 \text{ bar}$	2	3	3
$P > 200 \text{ bar}$	3	3	3

5.1.1. Második megközelítés – Design Approach 2

A második tervezési megközelítés célja a teljes rendszer dinamikai és vibrációs viselkedésének meghatározása. Az elemzéshez létrehozott modellnek tartalmaznia kell a teljes csővezetéki rendszert a megtámasztásokkal együtt, a kompresszort és a pulzáláscsillapító berendezéseket is. A rendszerben kialakuló nyomáslökések és rezgések meghatározása akusztikai vizsgálattal történik. A kompresszor modellnek le kell írnia a dugattyúk és a szelepek mozgását, valamint a hengerek és átömlő keresztmetszetek dinamikai viselkedését is [13].

5.1.2. Harmadik megközelítés – Design Approach 3

A harmadik tervezési megközelítés az akusztikai vizsgálatot egy részletes mechanikai vizsgálattal egészíti ki. A módszer a második megközelítésre épül és azt egészíti ki a mechanikai rendszer kényszerrezgés vizsgálatára, amennyiben a gerjesztési frekvenciák és a sajátfrekvenciák közötti elkülönítés nem oldható meg. A mechanikai modell kiindulópontja a keresztfejvezető és a forgattyúsház kapcsolata, a végpontja pedig szívó- és a nyomóoldali csővezetékek második merev rögzítése. Kényszerrezgés vizsgálatot kell végezni a pulzációból származó erők és a gázterhelések figyelembevételével, amennyiben a rendszer nem felel meg az előírt rezgési határértékeknek [13].

5.1.3. Összegzés

A szabványban leírt mindkét tervezési módszer a rendszer dinamikus jellegére összpontosít, melynek fő eleme a kompresszor. A dolgozatomban vizsgált edény teljes rendszeréről nincsenek információim, ezért a dinamikus jelleget egy áramlástan vizsgálatával reprezentálom. Az edény és a kompresszor, valamint az edény és a csővezeték közötti kapcsolatokat rögzített megfogással fogom helyettesíteni.

6. Anyag és módszerek

A dolgozatban két terhelési esetet vizsgáltam:

- üzemi terhelési eset és
- nyomáspróba terhelési eset.

Az eredményeket teljes elmozdulásra és nagymértékű plasztikus deformációra értékeltem ki. Az egyes vizsgálatokat következő fejezetekben mutatom be.

Az üzemi állapotban keletkező periodikus nyomásterhelés szilárdságtani hatásának vizsgálatához egyirányú kapcsolt Fluid Structural Interaction terhelési modellt építettem fel.

A nyomáspróba állapotban ébredő igénybevétel állandósult modellel vizsgálható, ezért ahhoz csak a Mechanical modult használtam.

A vizsgálati modelleket az Ansys 2025R2 programcsalád CFX 2025R2 és Mechanical 2025R2 moduljaiban építettem fel, a bemeneti 3D geometriát Solidworks 2025-ben állítottam elő.

7. Üzemi állapot áramlástanai vizsgálata (CFX)

Üzemi állapotban a pulzációs edény belépőcsonkjai a kompresszor nyomócsonkjaira van szerelve, a kilépőcsonkja a csővezetékhez van szerelve. A kompresszor $n = 900$ rpm fordulatszámmal dolgozik az edényre. A kilépő csővezeték nyomása $P = 9$ MPa. Ezt a vizsgálatot két lépésben csinálom meg. Az első lépésben egy CFD szimulációval meghatározom az egy periódusra jellemző, az időben változó nyomáseloszlást az edény belsejében. Második lépésként a nyomásmaximumok időpillanatában működő nyomásmezőt átadom a szilárdsági vizsgálat felé. Ezek alapján készítem el a feszültségi vizsgálatot.

7.1. Anyagmodell

A fluid domain anyagaként a CFX anyagkönyvtárában elérhető levegő ideális gáz modellt használtam fel izoterm beállításokkal, módosítás nélkül. Az anyag fizikai jellemzőit a 7. táblázat tartalmazza.

7. táblázat. A fluidum tulajdonságai – saját szerkesztés

Jellemző	Érték
M	28,96 g/mol
C_p	1,0044E+03 kJ/kgK
T	100 °C

7.2. Beállítások

A modell referencianyomását 90 barnak adtam meg², ez megfelel a kilépő csővezeték üzemi nyomásának. Ehhez viszonyítva kell értelmezni minden egyéb nyomásérték beállítását és az eredmények kiértékelését is.

A tranziens vizsgálat időlépéseit a kompresszor főtengelyének fordulatszáma alapján határoztam meg. Az $n = 900$ rpm fordulatszám $f = 15$ Hz frekvenciának felel meg, ebből a periódusidő $T = \frac{1}{15}$ s. Az időlépéseként felvett $\Delta t = 0,005$ s azt jelenti, hogy egy periódusra 13,33 vizsgálati időlépés jut. Véleményem szerint ez megfelelő felbontást ad a nyomáskarakterisztika meghatározására és leírására. A

² Kezdetben 1 bar referencianyomással futtattam vizsgálatot, ez round-off hibához vezetett.

szimuláció futás idejét 10 másodpercben adtam meg.³ A solver időfelbontását automatikus beállításon hagytam.

7.2.1. Turbulencia modell

A vizsgálathoz SST turbulencia modellt használtam az alapbeállításokkal.

7.3. Hálófüggetlenségi vizsgálat

A függetlenségi vizsgálat felállításakor az alábbi egyszerűsítésekkel dolgoztam:

- A tranziens áramlástani vizsgálat magas erőforrás- és időigénye miatt a hálók előszűrésére egy állandósult állapotú áramlástani paraméterezett vizsgálatot definiáltam.
- Változó maximális elemméret és állandó határréteg jellemzőkkel futtatott vizsgálat nem jelzett szignifikáns eltérést az eredmények között, ezért úgy döntöttem, hogy a határrétegjellemzőket is beveszem a vizsgálatba.

Bemeneti paraméterként a maximális elemméretet és a határréteg jellemzőit vettem fel. Négy lehetséges hálót vizsgáltam, a bemeneti paramétereket a 8. táblázat foglalja össze.

8. táblázat. Hálófüggetlenségi vizsgálat bemeneti paraméterek – saját szerkesztés

Háló	Maximális elemméret [mm]	Határréteg átmeneti arány	Határréteg maximális rétegszám	Határréteg növekedési hányados
DP0	120	0,7	5	1,20
DP1	100	0,5	7	1,15
DP2	80	0,4	9	1,10
DP3	65	0,3	11	1,05

A szilárdsági vizsgálat felé a belső nyomást leíró skalármező az átadandó érték, ezért a hálófüggetlenségi vizsgálatot a falon ébredő nyomásértékek változásával összefüggésben definiáltam. A 9. táblázat a vizsgált változók értékeit mutatja be.

³ Az anyagegyensúly és a konvergencia a 700. lépés körül állandósul, ezért a vizsgálatot nem kell végigfuttatni.

9. táblázat. Hálófügggetlenségi vizsgálat eredmény – saját szerkesztés

Háló	Elemszám	Minimális falnyomás [Pa]	Maximális falnyomás [Pa]	Átlagos falnyomás [Pa]
DP0	873.388	-62.390	139.355	92.740
DP1	1.075.511	-69.129	139.044	91.725
DP2	1.251.167	-71.755	138.618	91.652
DP3	1.419.345	-73.319	138.679	91.276

A hálófügggetlenség ellenőrzéséhez az eredményeket láncviszonyszámban vettem össze, lásd 10. táblázat. A DP2 jelű háló már megfelelő konvergenciát jelez, a finomabb DP3 jelű hálóval kapott eredmények, a minimális falnyomást leszámítva 1%-on belül térnek el⁴. A továbbiakban a DP2 jelű hálóval dolgozom.

10. táblázat. Hálófügggetlenségi vizsgálat kiértékelés – saját szerkesztés

Háló	Elemszám	Minimális falnyomás	Maximális falnyomás	Átlagos falnyomás
DP0	100%	100%	100%	100%
DP1	123,1%	110,8%	99,78%	98,91%
DP2	116,3%	103,8%	99,69%	99,92%
DP3	113,4%	102,2%	100,04%	99,59%

7.4. Időfügggetlenségi vizsgálat

A tranziens szimulációk időfügggetlenségét több időlépés beállítással kell ellenőrizni, majd ezek eredményét összehasonlítva konvergenciavizsgálatot végezni. A CFD vizsgálat során a hosszú futási idő miatt nem volt lehetőségem több időlépés beállítással is tesztelni a modellt.

⁴ A legkisebb falnyomás az egyik belső alkatrészen ébred. A szilárdsági vizsgálat tárgya a külső nyomástartó héj, ezért ezt elhanyagolhatónak tekintem.

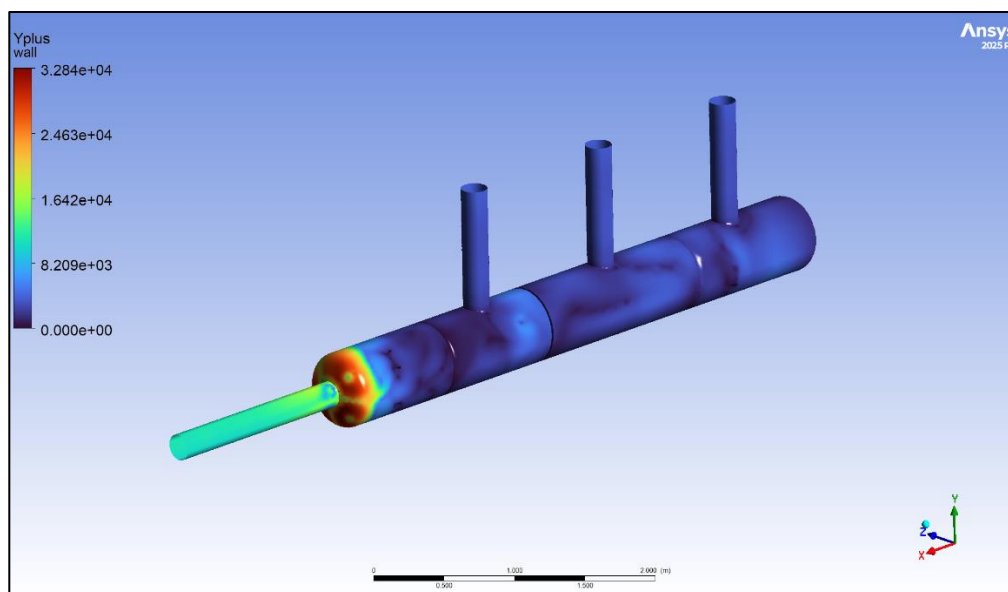
7.5. Az Y+ jellemző értékelése

A hálófüggetlenségi vizsgálathoz felállított paraméterezett modell egyes hálóinak az Y+ kimeneti értékeit a 11. táblázat mutatja be.

11. táblázat. Y+ értékek – saját szerkesztés

	Átlagos Y+ [1]	Maximális Y+ [1]
DP0	8.032	59.658
DP1	5.116	38.498
DP2	4.403	32.836
DP3	4.284	31.852

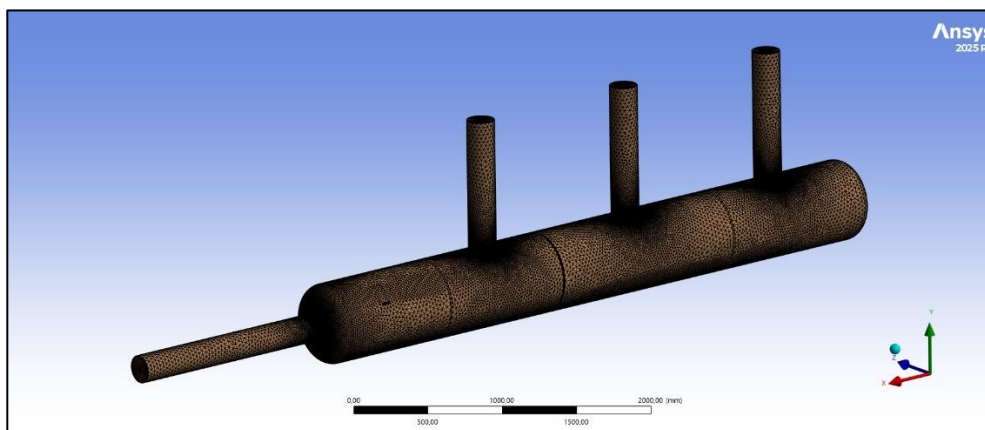
A turbulencia megfelelő modellezéséhez a határrejteget úgy kell beállítani, hogy az Y+ értéke közelítőleg egy legyen. Az 7. ábra a kiválasztott DP2 háló Y+ értékeit mutatja az edény külső falán. Látható, hogy az értékek nagy tartományon belül változnak. A maximális érték a kilépő oldali edényfenéknél van $3,284 \times 10^4$, ez jóval nagyobb a kívánatos egynél. A megfelelő modellezéséhez a határrejteget több felületre kellene külön-külön definiálni. A hálók teszteléséhez szükséges idő miatt ettől eltekintek és megfelelőnek értékelem a jelenlegi hálót.



7. ábra. Y+ érték – saját szerkesztés

7.6. Háló

A feszültségmaximumot a csomk bekötések helyére várom, ezért 5 mm elemmérettel és 1,05 növekedési hányadossal élmenti lokális sűrítést állítok be a csomk és köpeny közötti hegesztési varratok helyére. Az így véglegesített hálót az 8. ábra mutatja.



8. ábra. CFD háló – saját szerkesztés

7.6.1. Hálómetrika

A háló minőségének jellemzésére szolgáló metrikai jellemzőket az 12. táblázat foglalja össze. A kiértékelés alapját képező korlátoknak a háló megfelel, a ferdeség maximális értéke alacsonyabb, mint a korlát és az ortogonalitás minimum értéke is magasabb, mint a korlát.

12. táblázat. CFD háló minőségi jellemzői – saját szerkesztés

	Ferdeség ⁵	Ortogonalitás ⁶
minimum	1,7049e-004	0,10011
maximum	0,89989	0,99557
átlag	0,25067	0,74843
szórás	0,16486	0,16406
korlátok	<0,9	>0,1

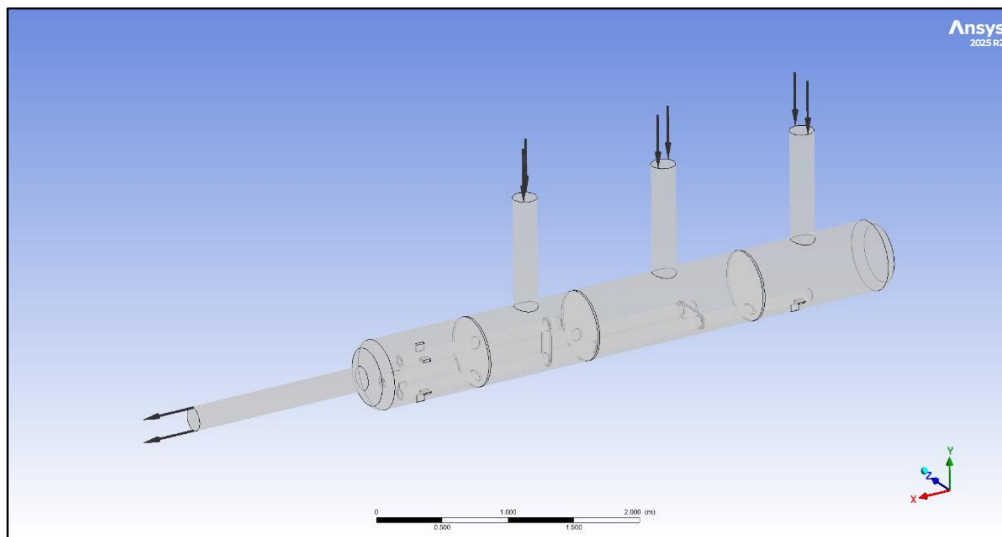
⁵ Skewness

⁶ Orthogonality

7.7. Peremfeltételek

7.7.1. Terhelések

A vizsgálatához beállított peremfeltételeket a 9. ábra mutatja. A három belépőcsomokra inlet peremfeltételt definiáltam, a kilépőcsomokra pedig opening feltételt. A belépőcsomkokon tömegáram vezérli a szimulációt. Az időben változó tömegáramot a 35) egyenlet írja le. A kilépőcsomokra 9 MPa statikus átlagos nyomást definiáltam, ez megfelel a csővezeték üzemi nyomásának. A numerikus stabilitás miatt rámpafüggvényt használtam a tömegáram időbeli felépítésére, lásd 10. ábra.



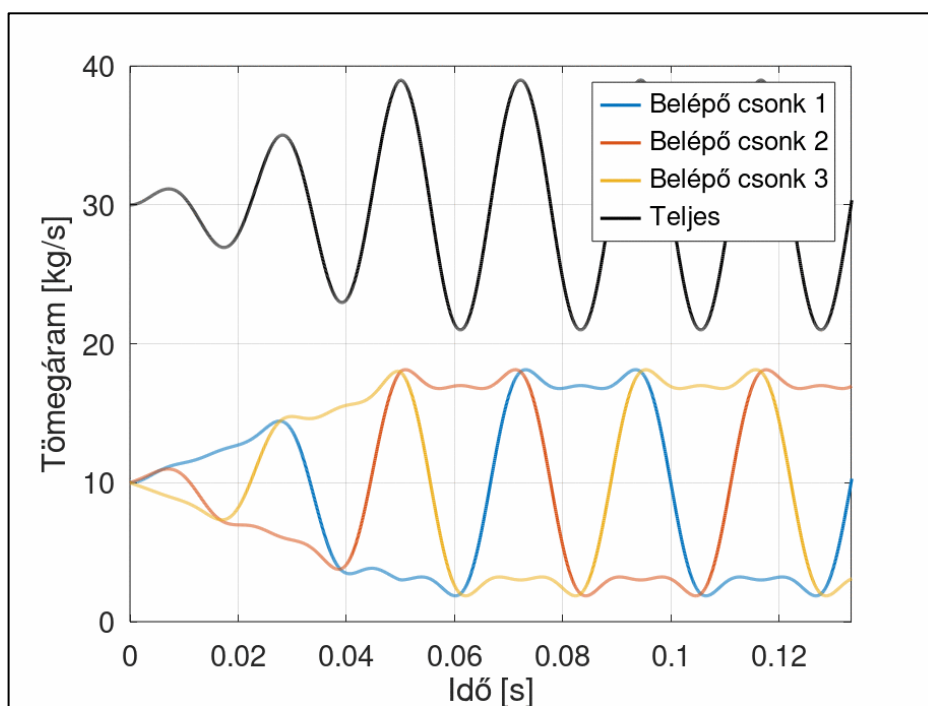
9. ábra. CFD peremfeltételek – saját szerkesztés

$$\dot{m}_i = \frac{1}{3} \dot{m} \left(1 + (a_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_i) + a_3 \cdot \sin(3 \cdot \omega \cdot t + 3 \cdot \varphi_i) + a_5 \cdot \sin(5 \cdot \omega \cdot t + \varphi_i)) \right) \quad 35)$$

A tömegáramot leíró 35) egyenlet paramétereit a 13. táblázat tartalmazza. Az a_i paraméterekkel állítható a szinuszgörbe négyszögesítése. A φ_i fáziseltolás a dugattyúk mozgását hangolja el.

13. táblázat. Paramétertáblázat – saját szerkesztés

Paraméter	Érték	N2	N3	N4
a_1	0,9	-	-	-
a_2	0,3	-	-	-
a_3	0,1	-	-	-
φ_1	-	0	-	-
φ_2	-	-	$\frac{2}{3}\pi$	-
φ_3	-	-	-	$\frac{4}{3}\pi$



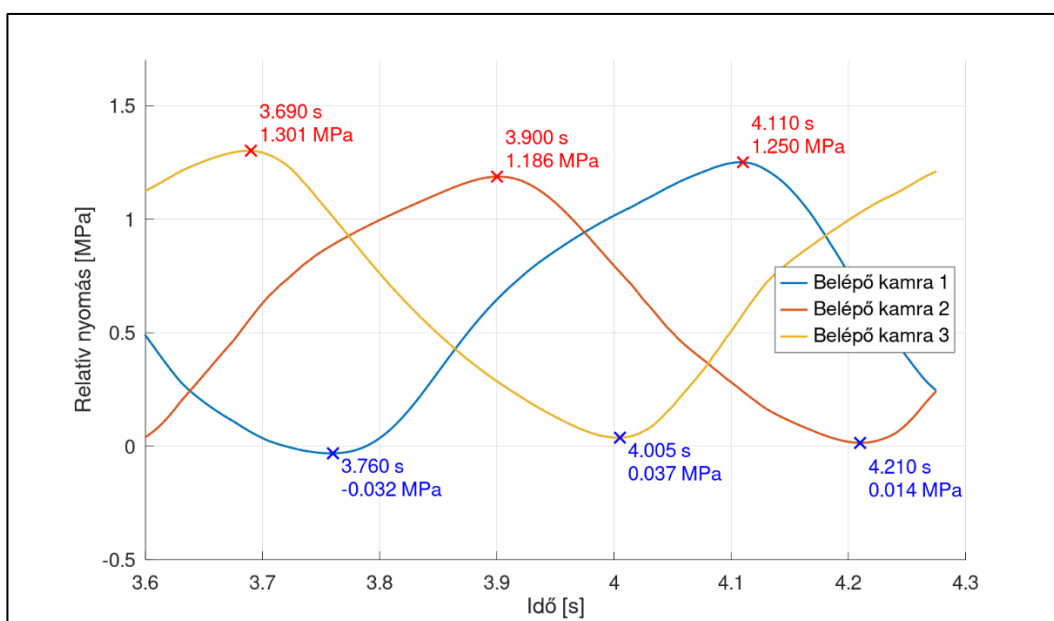
10. ábra. Tömegáram - idő függvény – saját szerkesztés

7.8. Eredmények és kiértékelés

Az áramlási szimuláció eredményeként megkaptam az egyes időpontokban az edény falára ható belső túlnyomás skalármezőjét. Mivel az edény belseje több, részben egymástól elszeparált kamrából áll, ezért időpillanatonként változó, hogy melyik kamrában mekkora nyomás van. A 11. ábra a belső kamrák falán működő relatív nyomást mutatja az idő függvényében, egy perióduson keresztül, a szélsőértékek és a hozzájuk tartozó időpillanatok megjelölésével. Az értékeket a CFX inletekre definiált 36) összefüggésből származtattam.

areaAve(Pressure)@inlet

36)



11. ábra. A belépő kamrákban működő nyomás – saját szerkesztés

A legalacsonyabb relatív nyomás mindhárom kamrában közelítőleg 0 MPa. Ez azt jelenti, hogy a belépő kamrák között, a kilépő kamrán keresztül nincs visszaáramlás és a periodikus nyomásterhelés lüktető igénybevételként jelentkezik az edény falán. Szilárdsági vizsgálatot az egyes belépő kamrákban jelentkező nyomáscsúcsok időpontjában végzek, ezek nyomás és idő értékei a 11. ábra grafikonjáról leolvashatóak. Az egyes időpillanatokhoz tartozó képek a 2. mellékletben található 31. ábra - 33. ábra mutatja be.

8. Üzemi állapot (Mechanical)

Az üzemi állapot szilárdsági vizsgálatával a pulzáló igénybevétel hatására az edényben ébredő feszültségeket határozom meg.

8.1. Geometriai modell

A vizsgálatához használt geometriai modell megegyezik a 3. ábra és 4. ábra modelljével, nem használtam geometriai egyszerűsítést.

8.2. Anyagmodell

8.2.1. Fizikai és mechanikai tulajdonságok

Az anyagminőségek szobahőmérsékleten vett fizikai és mechanikai tulajdonságait a 2. táblázatban már megadtam. Ezt egészíti ki a 14. táblázat, amely a rugalmassági modulus, a sűrűség és a hővezetési tényező a 33) és 34) egyenletekkel korrigált értékét adja meg.

14. táblázat. A P355NH (1.0565) acél fizikai és mechanikai tulajdonságai – saját szerkesztés

Tulajdonság	Érték
R_{eH}	345 MPa
$R_{eH/T}$	314 MPa
$R_{m/20}$	490 MPa
ν	0,3
E	211,77 GPa
E_T	206,07 GPa
ρ	7850
ρ_T	7829
β_{20}	$1,13 \cdot 10^{-5}$
$\beta_{20,T}$	$1,19 \cdot 10^{-5}$

8.2.2. Anyagmodell

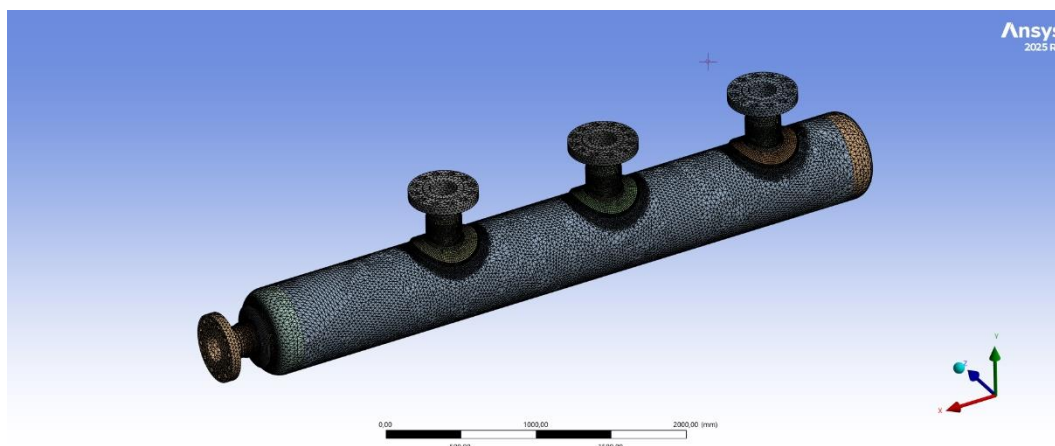
A szoftverben a lineárisan elasztikus-ideálisan képlékeny anyagmodell képlékeny szakaszát jó közelítéssel vettem fel a futási hibák elkerülésének érdekében. A lineárisan rugalmas szakaszt „isotropic hardening” eszközzel adtam meg, a mereedséget a rugalmassági modulus jellemzi. Az ideálisan képlékeny szakaszt „bilinear isotropic hardening” eszközzel adtam meg, az érintő modulus közelítő értéke $1 \cdot 10^{-6}$ MPa.

8.3. Kapcsolatok

A berendezés alkatrészei hegesztett tompavarratokkal és sarokvarratokkal kapcsolódnak egymáshoz, ezért a legtöbb helyen jól használható a szoftver által automatikusan, az érintkező felületek között létrehozott ragasztott (bounded) kapcsolat. Kivételt képeznek a csomópontok merevítőgallérjai és a készülékköpeny közötti kapcsolatok, ahol a szoftver a teljes érintkező felületen ragasztott kapcsolatot állít be. Ez a modellezési technika a valóságtól eltérően túlmerevíti a készülékköpeny kivágott részét. A pontosabb vizsgálat miatt itt bemodelleztem a készülékköpeny és a merevítőgallérok közötti sarokvarratokat. Ragasztott kötést a sarokvarratok és az azzal érintkező alkatrészek érintkező közé állítottam be, a készülékköpeny és a merevítőgallérok felületei közé súrlódásos (frictional) kapcsolatot adtam 0,2 súrlódási tényezővel. A „Contact Tool” alapú kiértékelés szerint a kapcsolatok működnek.

8.4. Háló

A szilárdsági vizsgálatához hálófüggetlenségi vizsgálatot idő hiányában nem csináltam. A háló elemméreteit igyekeztem a CFD vizsgálatához használt hálóval nagyságrendileg egységesre hozni. A készülékköpeny falvastagsága felső korlátot ad a globális elemméretnek, azt 25 mm-re állítottam be. A csomópont tengelyére egy-egy szférikus lokális hálósűrítést definiáltam 300 mm hatásrádiusszal és 10 mm elemmérettel, ezek a köpenyre, a merevítőgallókra, a csomópontokra és a hegesztésekre vannak hatással. A végleges hálót a 12. ábra mutatja.



12. ábra. Szilárdsági vizsgálat háló – saját szerkesztés

8.4.1. Hálómetrika

A háló minőségét leíró jellemzőket a 15. táblázat tartalmazza. A korlát sorban lévő értékek az elfogadható tartományt jelölik, a célérték mindegyik jellemzőnél egy. Az átlag sorban lévő értékekre vizsgálva a háló minőségét elfogadhatónak ítélem.

15. táblázat. Szilárdsági vizsgálat hálójának minőségi jellemzői – saját szerkesztés

	Oldalarány ⁷	Jacobi érték (sarok csomópontok) ⁸	Jacobi érték (Gauss pontok) ⁹
minimum	1,0281	0,10011	0,17365
maximum	24,801	0,99557	1
átlag	1,954	0,74843	0,98441
szórás	1,954	0,16406	4,1196e-002
korlát	<5-10	>0,5	>0,5

⁷ Aspect Ratio

⁸ Jacobi Ratio (Corner Nodes)

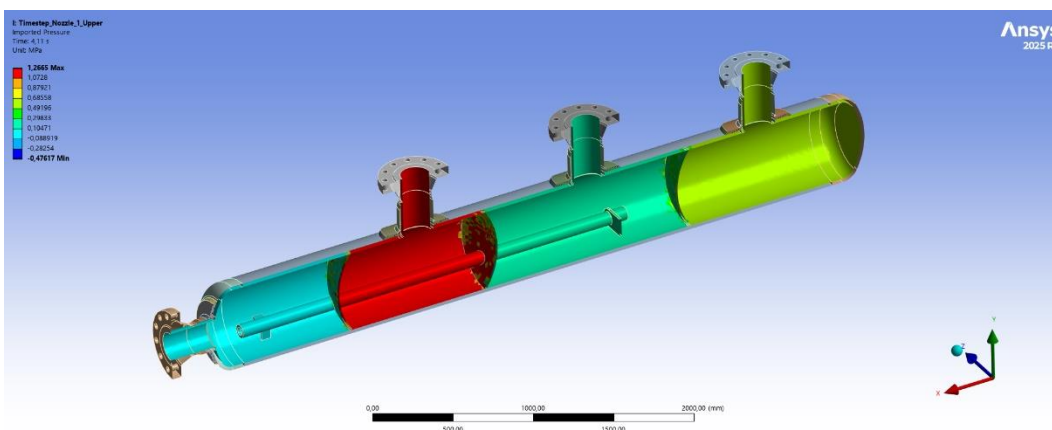
⁹ Jacobi Ratio (Gauss Points)

8.5. Peremfeltételek

8.5.1. Terhelések

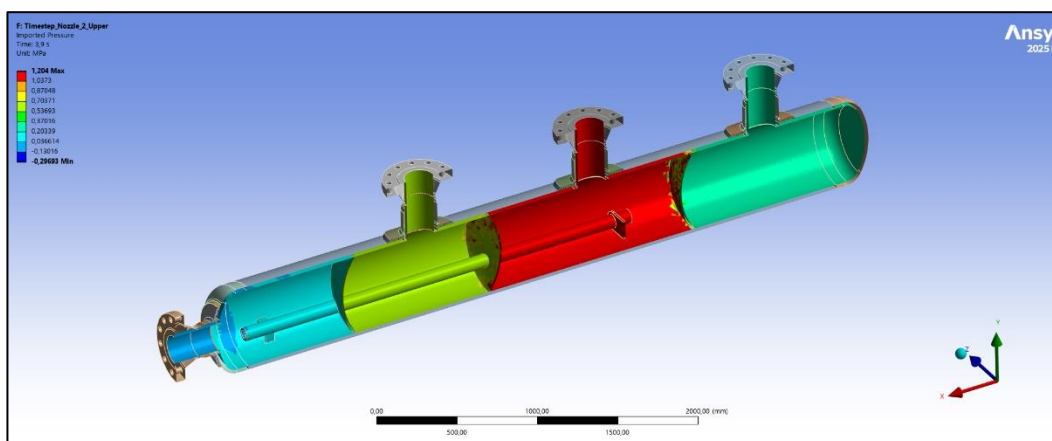
A terheléseket a súlyerő, a referencianyomás és a periodikusan lüktető relatív nyomás szuperpozíciójából állítottam össze. Három időpillanatot vizsgáltam, ezeket a 13. ábra - 15. ábra mutatja be. A referencianyomást statikus nyomásterhelésként adtam az edény belső falára, értéke 9 MPa.

A 13. ábra 4,110 másodperchez tartozó terhelést mutatja, ekkor az első belépő kamrában van a legnagyobb relatív nyomás, értéke 1,266 MPa.



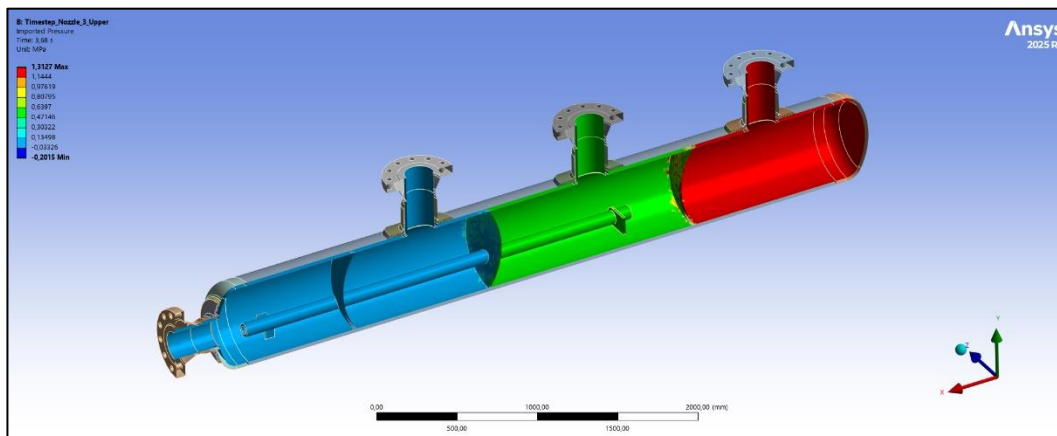
13. ábra. Első belépő kamra terhelése – saját szerkesztés

A 14. ábra a 3,900 másodperchez tartozó terhelési eloszlást mutatja. A második kamrában van a legnagyobb relatív nyomás, értéke 1,204 MPa.



14. ábra. Második belépő kamra terhelése – saját szerkesztés

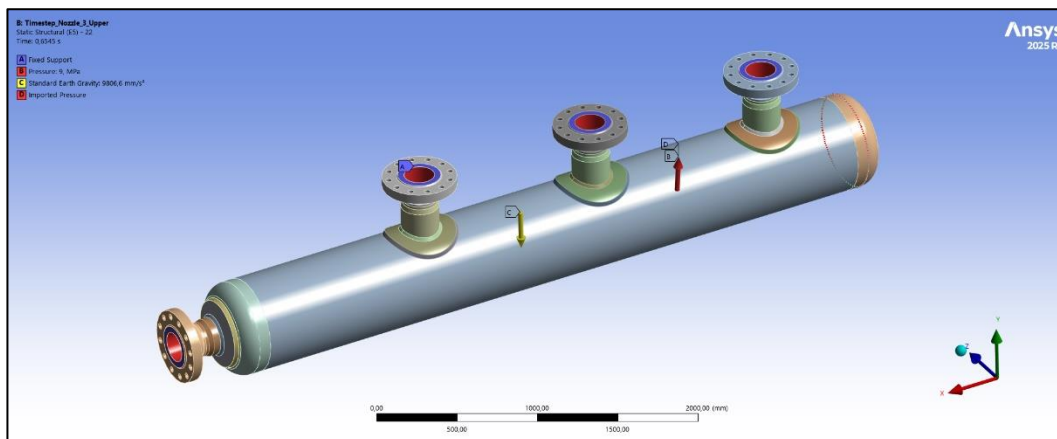
A 3,690 másodpercben a relatív nyomás a harmadik belépő kamrában a legnagyobb, ezt a 15. ábra mutatja.



15. ábra. Harmadik belépő kamra terhelése – saját szerkesztés

8.5.2. Kényszerek

Az edény karimáinak tömítőfelületeire fix kényszereket definiáltam. Ez merevebb modellt eredményez, mert a kilépőcsonk felől a csatlakozó csővezeték rugalmassága nem jelenik meg.



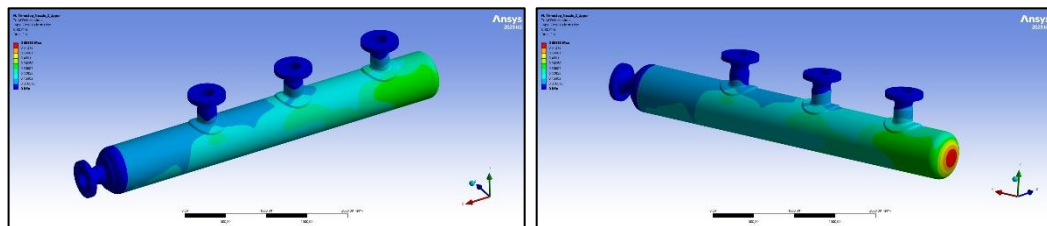
8.6. Eredmények és kiértékelés

Az eredményeket teljes elmozdulás és feszültség szempontjából értékelem ki, a nagymértékű plasztikus deformáció előírásai szerint. A Tresca-elmülethez a szoftver „stress intensity” eszközét használom. Ez annyiban tér el a 3.2.2 bekezdésben levezetett képlettől, hogy a nem osztja le kettővel az egyenletet.

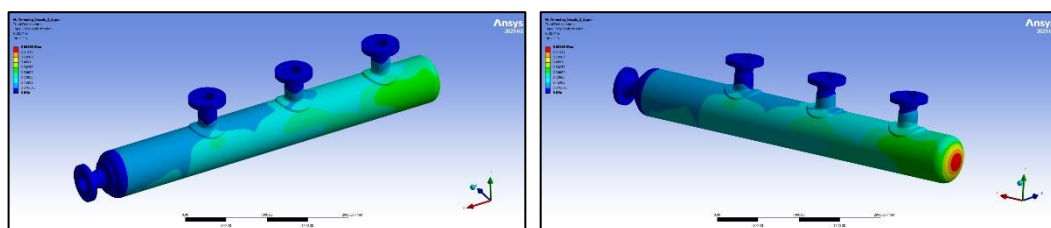
8.6.1. Teljes elmozdulás

A 16. ábra - 18. ábra az edény teljes elmozdulását mutatja a vizsgált időpillanatokban. A legnagyobb elmozdulás a hátsó edényfenéken látszódik, a

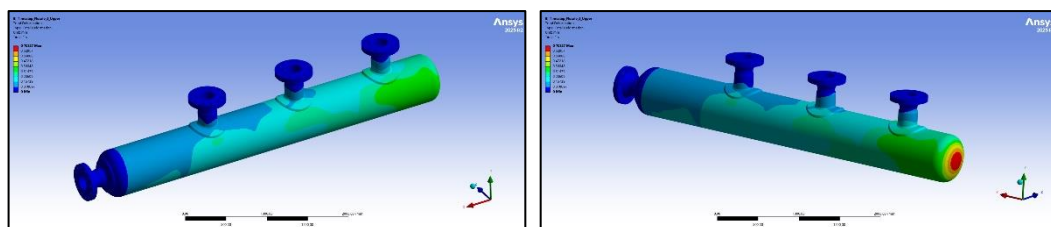
belső választlemezek radiális irányban merevítik a köpenyt, ezért ez megfelel a vártaknak.



16. ábra. Teljes elmozdulás 4,110 másodpercnél – saját szerkesztés



17. ábra. Teljes elmozdulás 3,900 másodpercnél – saját szerkesztés



18. ábra. Teljes elmozdulás 3,690 másodpercnél – saját szerkesztés

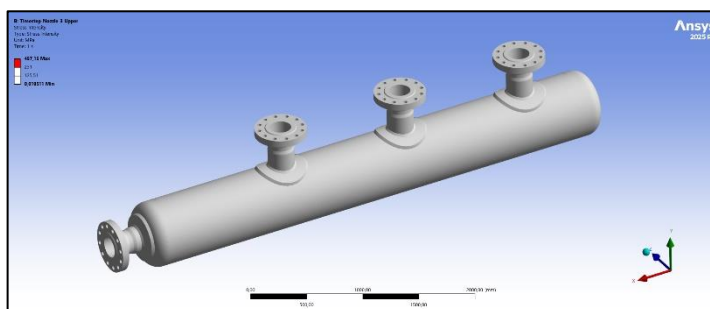
A 16. táblázat a számszerű elmozdulási értékeket foglalja össze. Az elmozdulás akkor a legnagyobb, amikor a harmadik kamrában a legnagyobb a relatív nyomás. Ez megfelelő viselkedést mutat, hiszen a belső választlemezek miatt az első és a második kamrában felépülő relatív nyomás nem fejt ki hatást a hátsó edényfenékre.

16. táblázat. Legnagyobb elmozdulás az egyes időpillanatokban – saját szerkesztés

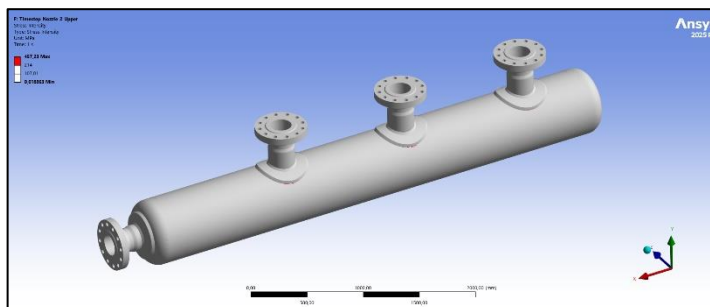
Idő [s]	Elmozdulás [mm]
3,690	0,70827
3,900	0,68357
4,110	0,68865

8.6.2. Feszültség

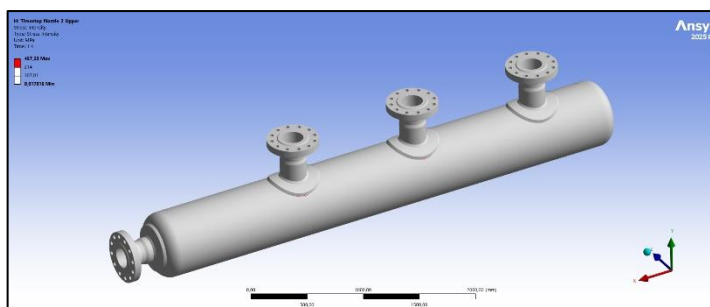
A globális feszültségi értékeket a 19. ábra - 21. ábra mutatja az egyes időpillanatokban. Fehérrel jelöltem azokat a részeket, amelyek kihasználtsága alacsonyabb, mint a megengedhető feszültség. Az edény alkatrészeiben az uralkodó globális feszültség nem haladja meg a megengedhető feszültséget, ugyanakkor lokális feszültségi csúcsok láthatók a csonkmerevítő gallérok varratainál. Ezek helye időtől függetlenül változatlan, a 22. ábra mutatja őket, értékeiket a 17. táblázat foglalja össze.



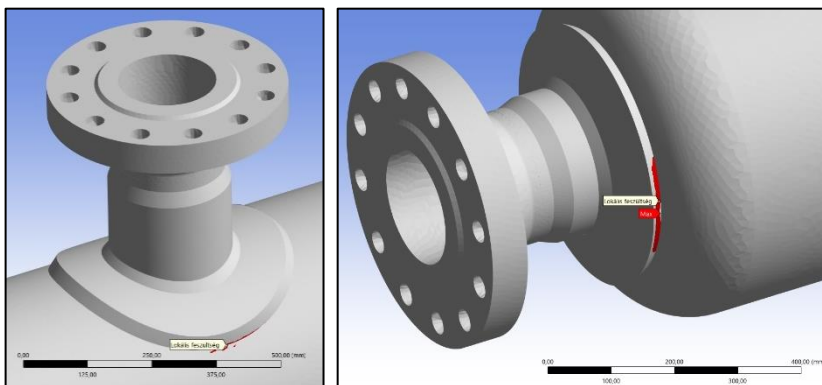
19. ábra. Globális feszültségi értékek 4,110 másodpercnél – saját szerkesztés



20. ábra. Globális feszültségi értékek 3,900 másodpercnél – saját szerkesztés



21. ábra. Globális feszültségi értékek 3,690 másodpercnél – saját szerkesztés



22. ábra. Lokális feszültségcsúcsok (bal: belépőcsonkok, jobb: kilépőcsonk) – saját szerkesztés

17. táblázat. Lokális feszültségcsúcsok értékei – saját szerkesztés

Pozíció	Idő		
	0,369 s	0,390 s	0,411 s
N1	320,58 MPa	352,53 MPa	267,61 MPa
N2	280,81 MPa	285,62 MPa	289,92 MPa
N3	286,81 MPa	282,52 MPa	299,57 MPa
N4	269,53 MPa	266,95 MPa	262,62 MPa
maximum	457,15 MPa	457,23 MPa	457,23 MPa

A 17. táblázatból látható, hogy ezeken a pontokon a feszültség magasabb, mint a megengedett $RM_D = 251$ MPa tervezési folyáshatár.

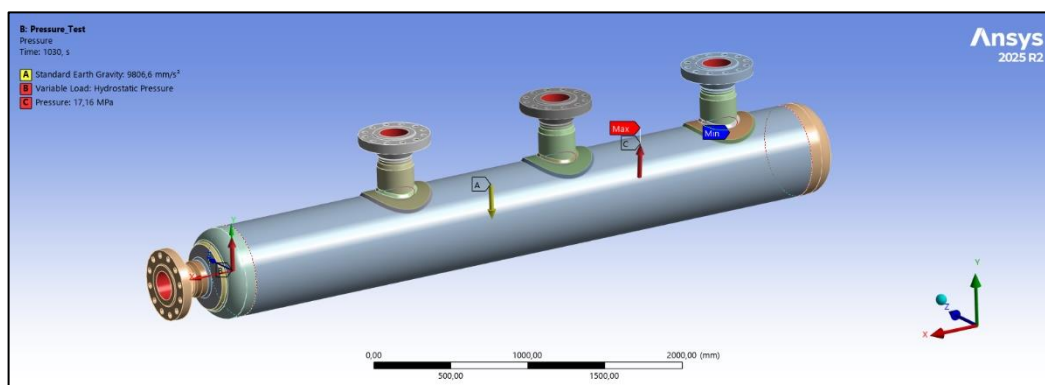
9. Nyomáspróba állapot (Mechanical)

A nyomáspróba során az edény integritását a tervezési nyomásnál magasabb nyomáson P_{test} vizsgáljuk. A vizsgálati modell a peremfeltételekig megegyezik az üzemi állapot vizsgálatánál bemutatott beállításokkal, ezért azokat nem részletezem ismét.

9.1. Peremfeltételek

9.1.1. Terhelések

A nyomáspróbaterhelést a súlyerő, hidrosztatikus nyomás és a vizsgálati túlnyomás szuperpozíciója adja. A terhelési kombináció lépcsőzetes felépülését a 3. melléklet 19. táblázata mutatja be. Az edény vizsgálatát feszültségmentes állapotból kell indítani, ezért az első lépésben egyik terhelés sem működik. A második lépésben aktiválódik a gravitációs gyorsulás és így a súlyerő működni kezd az edényen. A harmadik lépésben a belső térfogat megtelik a vizsgálati közeggel, amelynek súlyereje hidrosztatikus nyomást fejt ki az edény falára. A negyedik lépéstől kezdődően épül fel a belső túlnyomás a vizsgálati nyomásértékre, ez egészen a 15. lépésig tart. Az egyes lépcsők között relaxációs szakaszokat kell tartani. A 23. ábra a terhelések megadását mutatja be.

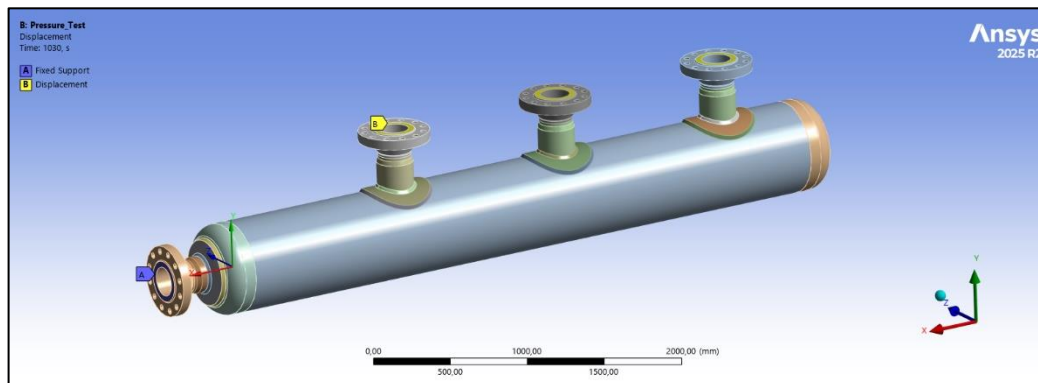


23. ábra. Terhelések nyomáspróba alatt – saját szerkesztés

9.1.2. Kényszerek

A nyomáspróba során az edény megfogása nem kell, hogy egyezzen az üzemi megfogásokkal. A szabadságfokok lekötésére kétfajta kényszert használtam. A kilépőcsonk karimájának tömítőfelületére fix megfogást vettem fel. A belépőcsonkok karimáinak tömítőfelületére elmozdulás kényszert definiáltam, a

tengelymenti elmozdulást engedélyeztem, a rá merőlegesséket tiltottam. A kényszerek megadását a 24. ábra mutatja be.



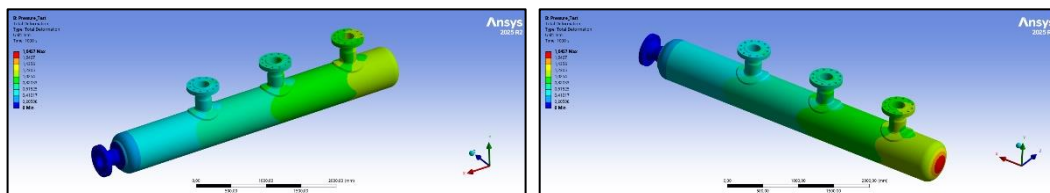
24. ábra. Kényszerek megadása nyomáspróba állapot – saját szerkesztés

9.2. Eredmények és kiértékelés

Az eredményeket a teljes elmozdulás, feszültség és főnyúlás szempontokból értékelem ki.

9.2.1. Teljes elmozdulás

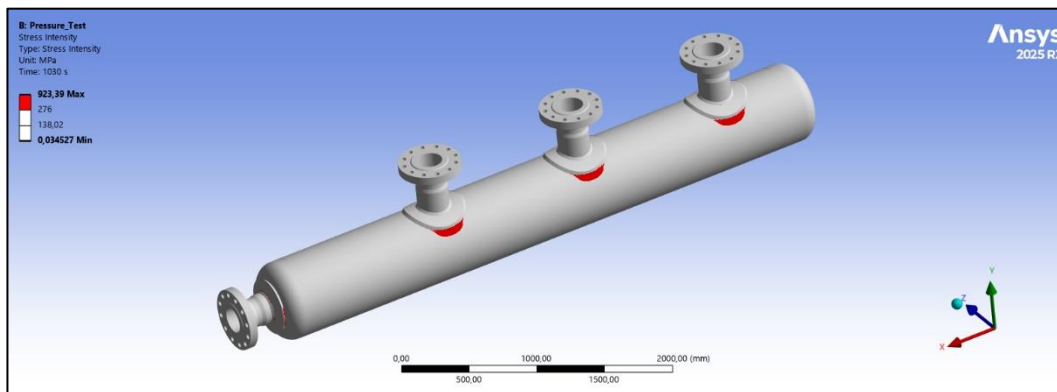
A nyomáspróba során a teljes elmozdulást a 25. ábra mutatja. A belépőcsonkokra definiált kényszerek nem gátolják a tengelyirányú elmozdulást. A várakozásoknak megfelelően ebben az esetben is a záró edényfenék mozdul el a legnagyobb mértékben.



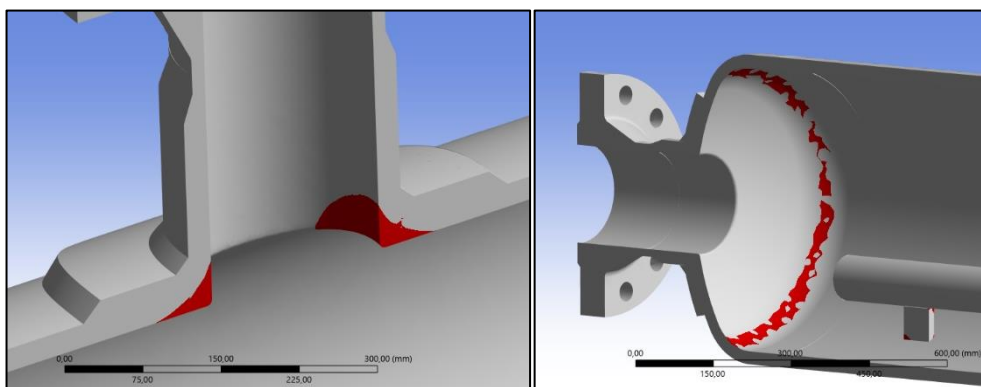
25. ábra. Nyomáspróba teljes elmozdulás – saját szerkesztés

9.2.2. Feszültség

A feszültségi értékeket a Tresca-elmélet alapján értékelem ki. A 26. ábra fehérrel mutatja az edénynek azokat a részeit, ahol a névleges tervezési feszültség szintje alatt van az ébredő feszültség. A belépőcsonkok merevítőgallérjai körül megjelenő piros folt a névleges méretezési feszültség túllépését jelöli. A 27. ábra és 28. ábra lokális feszültségeket mutatnak. A belépőcsonkok belső felületein és az edényfenék kiscsőbületén is magasabb feszültség ébred.

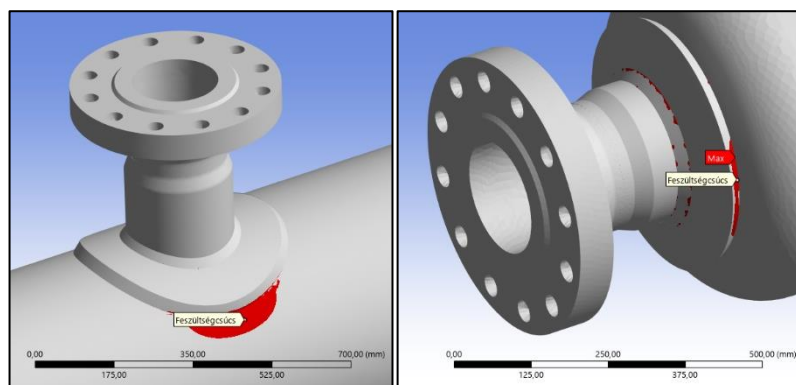


26. ábra. Nyomáspróba feszültségek – saját szerkesztés



27. ábra. Nyomáspróba feszültségek 1. (bal: belépőcsonk belső felület, jobb: kilépőcsonk edényfenék) – saját szerkesztés

A merevítógallérok körüli feszültségeket a 28. ábra mutatja, az egyes csonkokra vett értékeket a 18. táblázat tartalmazza. A táblázatból leolvasható, hogy a csonkkivágások és a merevítógallérok közelében a feszültség meghaladja a nyomáspróbaállapotra meghatározott $RM_D = 328$ MPa tervezési folyáshatár.



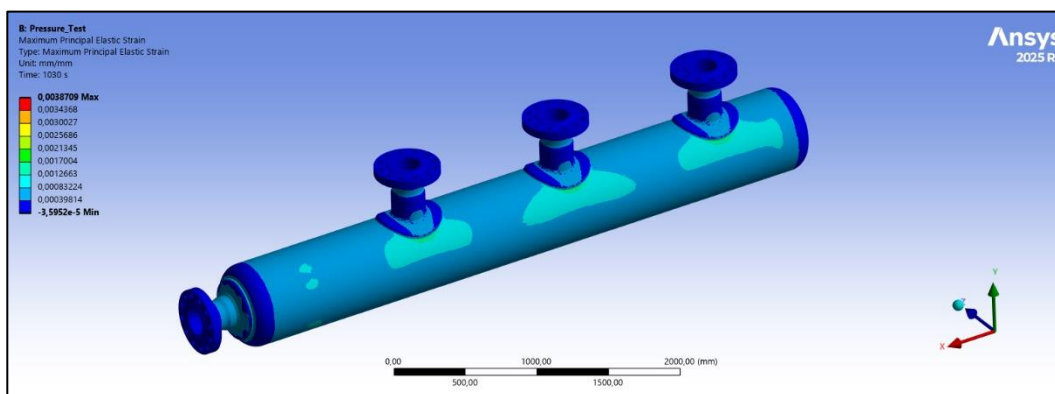
28. ábra. Nyomáspróba feszültségek 2. (bal: belépőcsonk, jobb: kilépőcsonk) – saját szerkesztés

18. táblázat. Nyomáspróba feszültségek – saját szerkesztés

Pozíció	Feszültség [MPa]
N1	570,31
N2	526,16
N3	470,66
N4	528,62
maximum	923,39

9.2.3. Legnagyobb főnyúlás

A 29. ábra a nyomáspróba alatti legnagyobb főnyúlást mutatja, értéke 0,387%. Ez a nyomáspróbaállapotra vonatkozó 7% alatt van, azaz nyúlásra kiértékelve megfelel az edény.



29. ábra. Nyomáspróba legnagyobb főnyúlás – saját szerkesztés

10. Következtetések és javaslatok

A dolgozatom célja egy dugattyús kompresszor rendszeréhez kapcsolódó pulzáláscsillapító nyomástartó edény végeselemes vizsgálata volt az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány előírásainak figyelembevételével. A vizsgálatok során, az üzemi terhelési esetre áramlástani és szilárdságtani vizsgálatot készítettem, a nyomáspróba terhelési esetre pedig szilárdságtani elemzést állítottam fel. Az eredményeket mindkét terhelési esetben nagymértékű képlékeny alakváltozási tönkremenetelre (GPD) ellenőriztem.

Az üzemi állapot vizsgálata során a CFD modell segítségével meghatároztam az edény belső terében kialakuló időben változó nyomáseloszlást. A kapcsolt Fluid-Structure Interaction (FSI) vizsgálat alapján a szilárdsági analízis megállapította, hogy a legnagyobb feszültségek:

- a belépőcsonkok merevítőgallérjainak köpeny sarokvarratainál és
- a kilépőcsonk merevítőgallérjainak edényfenék sarokvarratainál alakulnak ki.

A vizsgálatok rámutattak arra, hogy a geometriai átmenetek és a lokális merevségváltozások jelentős feszültségkoncentrációt okoznak. A globális szerkezeti viselkedés ugyanakkor stabil maradt, a teljes elmozdulások mértéke nem utalt szerkezeti instabilitásra.

A nyomáspróba állapot vizsgálata során a legnagyobb főnyúlás értéke 0,387% volt, amely jelentősen kisebb a szabványban maximálisan megengedett 7%-os határértéknél. A feszültségi eredmények ugyanakkor azt mutatták:

- a csonkok és merevítőgallérok környezetében számított feszültségek és
- az edényfenékek kigömböleténél kialakuló feszültségek is meghaladják a tervezési folyáshatárt.

A vizsgálati modell több egyszerűsítést tartalmazott. A teljes csővezetéki rendszer és a kompresszor dinamikai kapcsolata nem került modellezésre. A kapott eredmények elsősorban a szerkezet statikus viselkedésének értékelésére alkalmasak.

Fontos megjegyezni, hogy a teljes képlet alapú (DBF) szilárdsági számítás eredménye szerint – ezt nem közöltem a dolgozatban, csak a hengeres köpeny méretezésének eredményét adtam meg – ez az edény megfelel a felállított vizsgálati terhelési esetekre. A csonkkivágások környezetében sem gyengül tervezési feszültségi szint fölé a hengeres test.

A képlet alapú méretezés és az analízis alapú vizsgálat (DBA) eredményeinek összevetése után a legfőbb következtetésem az, hogy a két a módszer együttes használata az indokolt, ha a tervezési körülmények ezt lehetővé teszi:

- Az analízis alapú vizsgálat nagy tervezői szabadságot ad a vizsgálati modell felállításában, ez könnyen hibák forrásává válhat.
- Az analízis alapú vizsgálat eredményeinek minősége nagyban függ a munkafolyamattól, melynek kidolgozása plusz költséget jelent a képlet alapú tervezéshez képest (pl.: hálózás, hálófüggetlenségi vizsgálatok).
- Magasabb dokumentációs idő.
- Az analízis alapú vizsgálatot az alábbi esetekben javaslom:
 - lokális feszültségcsúcsok meghatározása
 - összetett geometriák elemzése,
 - dinamikus terhelések,
 - összetett igénybevételi környezet,
 - komplex technológiai folyamatok elemzése (pl.: hőcserélők hatásfokának javítása) és
 - lokális feszültségek meghatározása.

A vizsgált edénnyel kapcsolatban az alábbi irányokba fogalmazok meg jövőbeni kutatási és fejlesztési lehetőségeket:

- az API 618 szabványban leírt vizsgálati módok integrálása a vizsgálati modellebe, akusztikai vizsgálatokkal összekapcsolt pulzációelemzés,
- ciklikus igénybevételek kiértékelése kifáradási szempontból,
- modális és rezgéstani vizsgálatok készítése,
- a csonkkörnyezet geometriai optimalizálása a lokális feszültségcsúcsok csökkentésére,
- további tönkremeneteli módok vizsgálata.

A dolgozat írása közben jelent meg az MSZ EN 13445-3:2021/A1:2026 szabványkiegészítés, amely két témát tárgyal részletesen [14]:

- a végelelemes módszerek alkalmazását a hegesztési varratokban és a hőhatásövezetekben ébredő feszültségek vizsgálatára (pl.: hot spot, Haibach, CAB) és
- a kifáradásra való méretezés és ellenőrzés eszközeinek részletes leírása (pl.: reservoir, rainflow).

Az ebben leírt módszerek nagymértékben növelnék a vizsgálati modellek és eredmények megbízhatóságát.

11. Összefoglalás

A nyomástartó berendezések tervezése és méretezése kiemelt jelentőségű feladat az olaj- és gázipar, a gépipar, a vegyipar és az energetikai rendszerek területén, mivel ezen szerkezetek üzembiztonsága közvetlen hatással van az emberi biztonságra, a technológiai folyamatok megbízhatóságára és a gazdaságos üzemeltetésre. A hagyományos képlet alapú méretezési eljárások egyszerűbb geometriai kialakítások és alapvető terhelési esetek vizsgálatára alkalmasak, azonban összetettebb szerkezetek és dinamikus terhelések esetén a korszerű végeselemes analízis alkalmazása indokolt. A dolgozat célja egy dugattyús kompresszor rendszeréhez kapcsolódó pulzáláscsillapító nyomástartó edény végeselemes vizsgálata volt az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány előírásainak figyelembevételével.

A dolgozat első részében bemutattam a nyomástartó berendezések méretezésének elméleti alapjait, különös tekintettel a feszültséganalízisre, a főbb tönkremeneteli elméletekre és az alkalmazható anyagmodellekre. Ismertettem a Rankine-, Tresca- és von Mises-féle elméleteket, valamint a lineárisan rugalmas–ideálisan képlékeny anyagmodell alkalmazhatóságát. Betekintést nyújtottam az MSZ EN 13445-3:2021 szabvány Design by Formulae (DBF) és Design by Analysis – Direct Route (DBA-DR) eljárásaiba, továbbá az API Standard 618 szabvány dugattyús kompresszorokra és pulzációs rendszerekre vonatkozó előírásaiba. A szakirodalmi áttekintés célja az volt, hogy megalapozza a végeselemes vizsgálatokhoz szükséges elméleti és szabványi hátteret.

A vizsgált berendezés egy három belépőcsonkkal és egy kilépőcsonkkal rendelkező pulzáláscsillapító edény volt, amelynek feladata a dugattyús kompresszor által gerjesztett nyomáslengések csillapítása. Az edény geometriai modelljét Solidworks 2025 környezetben készítettem el, majd az áramlástan és szilárdságtani vizsgálatokat az Ansys 2025R2 programcsalád CFX és Mechanical moduljaiban végeztem el. A vizsgálatok során két fő terhelési esetet elemeztem nagymértékű plasztikus alakváltozásra (GPD):

- üzemi állapot és
- nyomáspróba állapot.

Az üzemi állapot vizsgálatához egyirányú kapcsolt Fluid-Structure Interaction modellt alkalmaztam. Az első lépésben CFD szimulációval meghatároztam az edény belső falán kialakuló időben változó nyomáseloszlást. A modellben ideális gázként modellezett levegőt alkalmaztam SST turbulenciamodellel. Állandósult

áramlástani modellen hálófüggetlenségi vizsgálat végeztem, amely alapján kiválasztottam a megfelelő hálót, ez közel 1,25 millió elemből állt. Az eredmények alapján megállapítható volt, hogy a kompresszor által keltett periodikus nyomásingadozás lüktető igénybevételt hoz létre az edény falán, amelynek szélsőértékei a periodicitás beálltát követően állandósulnak.

A CFD vizsgálat eredményeként kapott nyomásmezőket szilárdságtani terhelésként adtam át az Ansys Mechanical környezetnek. A szerkezet anyagmodelljét lineárisan rugalmas–ideálisan képlékeny modellként definiáltam a P355NH (1.0565) anyagminőség mechanikai tulajdonságainak felhasználásával. A szilárdságtani vizsgálatok során meghatároztam az edény teljes elmozdulását, valamint a szerkezetben ébredő feszültségeket. Az eredmények alapján a legnagyobb elmozdulás a záró edényfenéken alakult ki, amely összhangban volt a geometriai kialakítással és a belső merevítőelemek hatásával.

A globális feszültségi állapot vizsgálata alapján megállapítható volt, hogy az edény fő szerkezeti elemeiben ébredő feszültségek nem haladták meg a szabvány szerint megengedett értékeket. Ugyanakkor a csonkmerevítő gallérok és a hegesztési varratok környezetében lokális feszültségcsúcsok alakultak ki, amelyek meghaladták a névleges megengedett feszültséget. A legnagyobb lokális feszültség meghaladta a 450 MPa értéket.

A nyomáspróba állapot vizsgálata során a terhelést a hidrosztatikus nyomás, a vizsgálati túlnyomás és a súlyerő szuperpozíciójaként vettem figyelembe. A terhelés felépülését lépcsőzetesen modelleztem a szabvány előírásainak megfelelően. Az eredmények alapján a legnagyobb főnyúlás értéke 0,387% volt, amely jelentősen alacsonyabb a szabvány által megengedett 7%-os határértéknél. A csonkmerevítő gallérok, a csonkok belső felületein és az edényfenékek kiscsücsületén a tervezési folyáshatáránál magasabb feszültség alakult ki.

A dolgozat eredményei rámutattak arra, hogy a végesesemes vizsgálatok alkalmasak összetett nyomástartó szerkezetek részletes feszültségi állapotának meghatározására, ugyanakkor ezek – a modell bonyolultságától függően – jelentős számítási erőforrást és részletes modellezési munkát igényelhetnek.

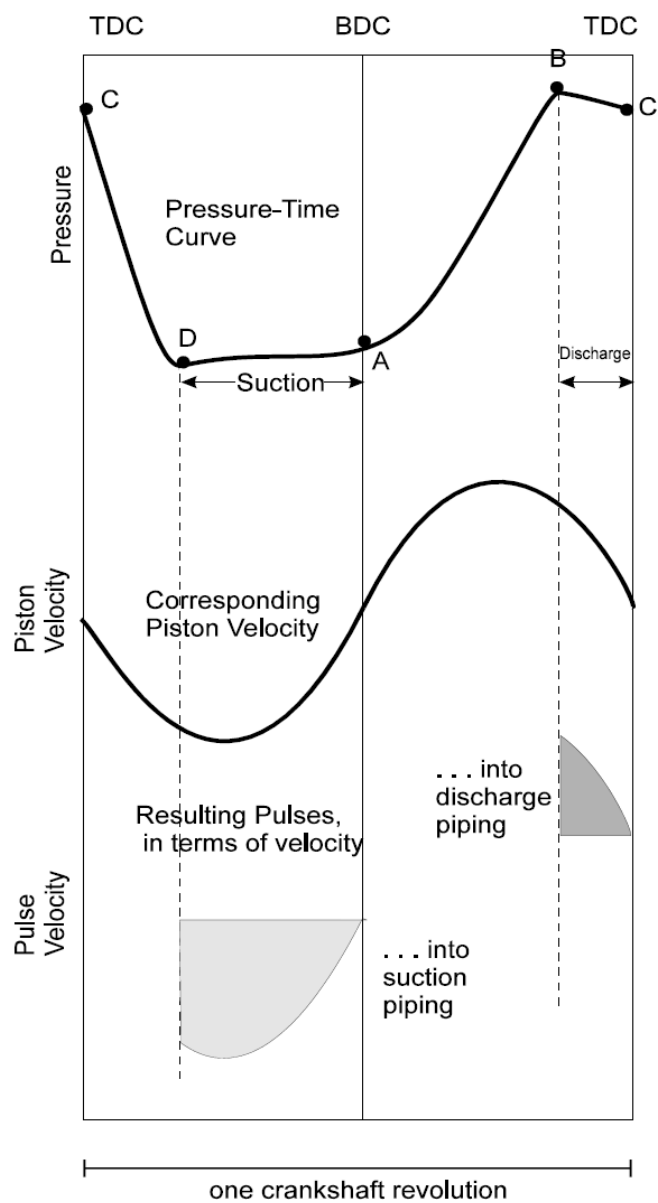
A jövőbeni fejlesztési lehetőségek közé tartozik az API 618 szabvány és az MSZ EN 13445-3:2021/A1:2026 szabvány integrálása a tervezési és ellenőrzési módszerek közé.

Irodalomjegyzék

- [1] 44/2016. (XI.28.) NGM rendelet a nyomástartó berendezések és rendszerek biztonsági követelményeiről és megfelelőség tanúsításáról, kötet 44/2016. (XI. 28.) NGM. 2016.
- [2] European Parliament and Council, Directive 2014/68/EU of the European Parliament and of the Council. 2014, o. L 189/164. [Online]. Elérhető: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014L0068>
- [3] J. Wood, „Introduction to Finite Element Analysis & Design by Analysis of Pressure Vessels and Systems”, előadás NAFEMS Webinar, 2020. július 28. Elérés: 2026. április 30. [Online]. Elérhető: https://www.researchgate.net/publication/343971594_Introduction_to_Finite_Element_Analysis_Design_by_Analysis_of_Pressure_Vessels_and_Systems_NAFEMS_Webinar_28th_July_2020/citation/download
- [4] Lapos acéltermékek nyomástartó berendezésekhez. 3. rész: Hegeszthető, finomszemcsés, normalizált acélok, MSZ EN 10028-3:2017, Budapest., 2017.
- [5] Kovácsolt acél nyomástartó berendezésekhez. 4. rész: Nagy folyáshatárú, hegeszthető, finomszemcsés acélok., MSZ EN 10222-4:2017+A1:2021, Budapest., 2021.
- [6] Varrat nélküli acélcsövek nyomástartó berendezésekhez. Műszaki szállítási feltételek. 3. rész: Ötvöztött, finomszemcsés acélcsövek, MSZ EN 10216-3:2014, Budapest., 2014.
- [7] D. R. Moss és M. Basic, Pressure Vessel Design Manual, 4th ed. Amsterdam Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013.
- [8] P. Tamás, A. Bojtos, A. Décsei-Paróczy, és R. T. Fekete, Végeelem módszerek. online: BME MOGI, 2014. Elérés: 2025. december 1. [Online]. Elérhető: https://mogi.bme.hu/TAMOP/vegeelem_modszerek/index.html
- [9] Á. Kovács, A. Szekrényes, I. Moharos, és I. Oldal, Végeelem-módszer. Budapest: Typotex Kiadó, 2011.
- [10] S. D. Greenfield és L. de la Roche, „Introduction to Vibration & Pulsation in Reciprocating Compressors”. Beta Machinery Analysis Ltd., Calgary, Canada. Elérés: 2026. április 8. [Online]. Elérhető: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjrh4mLoJ6UAxWJUFUIHTshMAEQFnoECBsQAQ&url=https%3A%2F%2Fvdn.woodgroup.com%2Fassets%2Fpdfs%2FTechnical_Articles%2FIntroduction_to_Vibration_and_Pulsation_in_Reciprocating_Compressors.r1.pdf&usg=AOvVaw3D5g1hXQrz-bmi4Jd0dYWU&opi=89978449
- [11] Nem fűtött nyomástartó edények 3. rész: Tervezés, MSZ EN 13445-3:2021, Budapest., 2021.

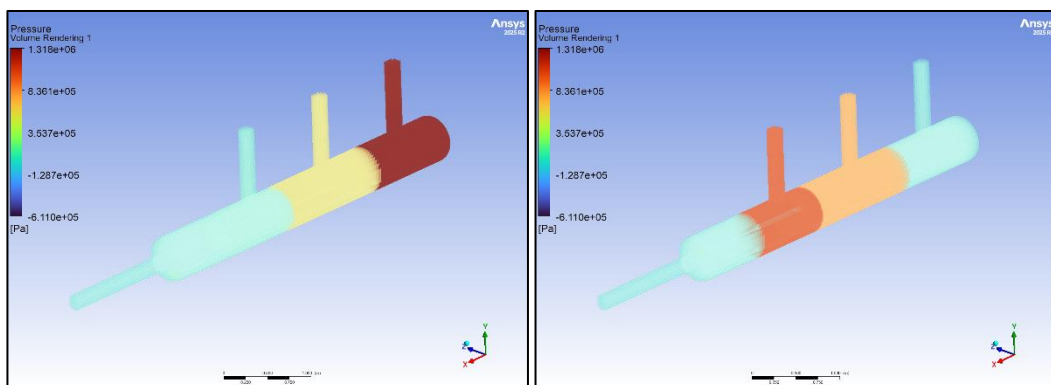
- [12] Nem fűtött nyomástartó edények. 5. rész: Ellenőrzés és vizsgálat, MSZ EN 13445-5:2021+A1:2025, Budapest., 2025.
- [13] Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services, API Standard 618 6th, Washington., 2024.
- [14] Nem fűtött nyomástartó edények 3. rész: Tervezés, MSZ EN 13445-3:2021/A1:2026, Budapest., 2026.

1. Melléklet

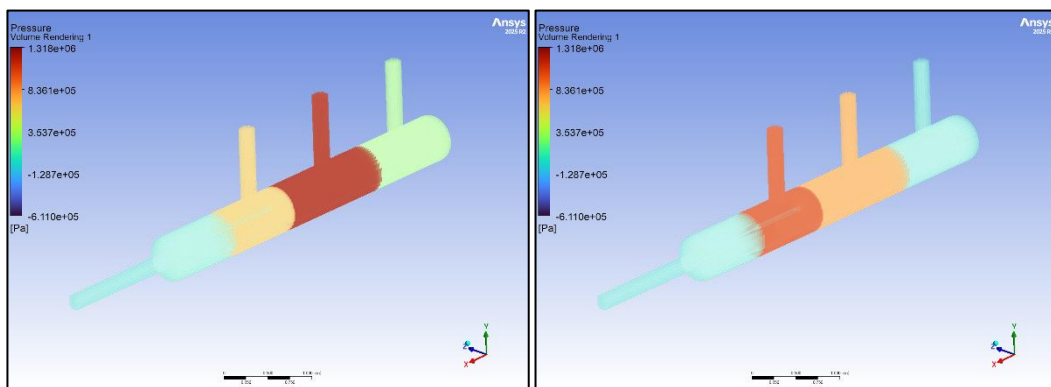


30. ábra. Dugattyús kompresszor nyomás-idő és gyorsulás-idő görbék [10, o. 13]

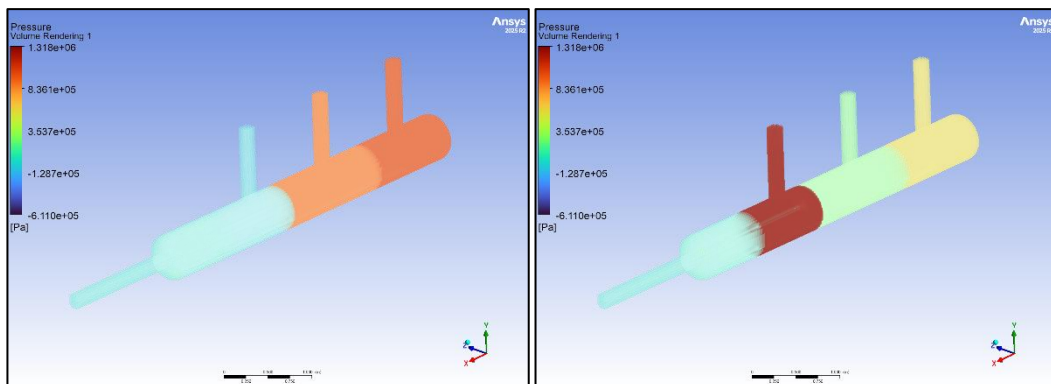
2. Melléklet



31. ábra. Nyomásviszonyok a harmadik belépő kamra szélsőséges nyomásértékei mellett (bal oldalon maximális, jobb oldalon minimális nyomás) – saját szerkesztés



32. ábra. Nyomásviszonyok a második belépő kamra szélsőséges nyomásértékei mellett (bal oldalon maximális, jobb oldalon minimális nyomás) – saját szerkesztés



33. ábra. Nyomásviszonyok az első belépő kamra szélsőséges nyomásértékei mellett (bal oldalon minimális, jobb oldalon maximális nyomás) – saját szerkesztés

3. Melléklet

19. táblázat. A nyomáspróba terhelések lépcsőzetes felépülése – saját szerkesztés

Lépés	Idő [s]	Gravitáció	Hidrosztatikus nyomás	Nyomás [MPa]
1	1	nem	nem	0
2	2	igen	nem	0
3	10	igen	igen	0
4	370	igen	igen	8,58
5	430	igen	igen	8,58
6	490	igen	igen	10,296
7	550	igen	igen	10,296
8	610	igen	igen	12,012
9	670	igen	igen	12,012
10	730	igen	igen	13,728
11	790	igen	igen	13,728
12	850	igen	igen	15,444
13	910	igen	igen	15,444
14	970	igen	igen	17,16
15	1030	igen	igen	17,16